



**UZUN VE ESNEK KOMPOZİT KAPAKLARIN YAPISAL
OPTİMİZASYON TABANLI ENDÜSTRİYEL TASARIMI**

Mehmet Can KATMER

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
ENDÜSTRİYEL TASARIM MÜHENDİSLİĞİ ANA BİLİM DALI**

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

HAZİRAN 2020

Mehmet Can KATMER tarafından hazırlanan “UZUN VE ESNEK KOMPOZİT KAPAKLARIN YAPISAL OPTİMİZASYON TABANLI ENDÜSTRİYEL TASARIMI” adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından OY BİRLİĞİ ile Gazi Üniversitesi Endüstriyel Tasarım Mühendisliği Ana Bilim Dalında YÜKSEK LİSANS TEZİ olarak kabul edilmiştir.

Danışman: Prof. Dr. Adnan AKKURT

Endüstriyel Tasarım Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Gazi Üniversitesi

.....

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Yüksek Lisans Tezi olduğunu onaylıyorum.

Başkan: Doç. Dr. Abdullah KURT

İmalat Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Gazi Üniversitesi

.....

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Yüksek Lisans Tezi olduğunu onaylıyorum.

Üye: Doç. Dr. İbrahim KARAAĞAÇ

İmalat Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Gazi Üniversitesi

.....

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Yüksek Lisans Tezi olduğunu onaylıyorum.

Üye: Doç. Dr. Şener KARABULUT

Makine ve Metal Bölümü, Hacettepe Üniversitesi

.....

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Yüksek Lisans Tezi olduğunu onaylıyorum.

Üye: Dr. Öğr. Üyesi Faruk MERT

Üç Boyutlu Modelleme ve Animasyon Bölümü, Ankara Yıldırım Beyazıt Üniversitesi

.....

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Yüksek Lisans Tezi olduğunu onaylıyorum.

Tez Savunma Tarihi: 29/06/2020

Jüri tarafından kabul edilen bu çalışmanın Yüksek Lisans Tezi olması için gerekli şartları yerine getirdiğini onaylıyorum

.....

Prof. Dr. Sena YAŞYERLİ

Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

ETİK BEYAN

Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Tez Yazım Kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmada;

- Tez içinde sunduğum verileri, bilgileri ve dokümanları akademik ve etik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- Tüm bilgi, belge, değerlendirme ve sonuçları bilimsel etik ve ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- Tez çalışmada yararlandığım eserlerin tümüne uygun atıfta bulunarak kaynak gösterdiğimi,
- Kullanılan verilerde herhangi bir değişiklik yapmadığımı,
- Bu tezde sunduğum çalışmanın özgün olduğunu,

bildirir, aksi bir durumda aleyhime doğabilecek tüm hak kayıplarını kabullendiğimi beyan ederim.

.....
Mehmet Can KATMER
29/06/2020

UZUN VE ESNEK KOMPOZİT KAPAKLARIN YAPISAL OPTİMİZASYON TABANLI ENDÜSTRİYEL TASARIMI

(Yüksek Lisans Tezi)

Mehmet Can KATMER

GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

Haziran 2020

ÖZET

Bu çalışmada Unigraphics NX programı CAD modülü kullanılarak hazırlanan uzun, ince ve esnek karbon fiber takviyeli kompozit kapak tasarımının, ANSYS programında oluşturulan sonlu elemanlar modeli analiz edilmiştir. Analiz sonuçları GENESİS programına aktararak topografya optimizasyonu yapılmıştır. Optimizasyon sonucunda ortaya çıkan geometriye göre parçanın tasarımı güncellenerek ANSYS ile modal analizi yapılmıştır. Bulgular değerlendirildiğinde; topografya optimizasyonu sonrasında yeniden modellenen kompozit kapağın, başlangıç tasarımına göre doğal frekansının (mod 2) yaklaşık 1.6 kat artış gösterdiği görülmüştür. Daha sonra yeni tasarım ile aynı kütleye sahip geleneksel tasarımlar kıyaslanmış ve yeni tasarımın daha direngen olduğu verilerle ortaya konmuştur. Gerçekleştirilen tüm bu analizler sonrasında elde edilen nihai tasarım ürüne dönüştürülürken, kompozit kapağın dinamik karakteristiği farklı fiber serim açılarına göre incelenmiştir. Elde edilen sonuçlara göre; bu ve benzeri tipte uzun ve esnek yapıların daha direngen bir yapıya sahip olması için tercih edilmesi gereken en uygun kaburga geometrisi belirlenmiştir.

Bilim Kodu : 91439
Anahtar Kelimeler : Endüstriyel Tasarım, Yapısal Optimizasyon, Topografya Optimizasyonu, Kompozit Malzemeler.
Sayfa Adedi : 85
Danışman : Prof. Dr. Adnan AKKURT

STRUCTURAL OPTIMIZATION BASED INDUSTRIAL DESIGN OF LONG AND FLEXIBLE COMPOSITE COVERS

(M. Sc. Thesis)

Mehmet Can KATMER

GAZİ UNIVERSITY

GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCES

June 2020

ABSTRACT

In this study, finite elements model created in ANSYS program of long thin and flexible carbon fiber reinforced composite cover design prepared by using Unigraphics NX program CAD module was analyzed. The topography optimization was done by transferring the analysis result to GENESIS program. According to the geometry which was emerged as a result of optimization model analysis has been done with ANSYS by updating the design of the part. When the findings are evaluated, it was observed that the natural frequency of the composite cover which was remodeled after topography optimization increased nearly 1.6 times compared to the initial design. Then, the new one and the traditional designs which has same mass were compared and it was put forth with the data that the new design was more resistant. While the final design obtained after all analysis are converted into the product, the dynamic characteristic of the composite cover was examined according to different fiber orientation angles. According to the results, it has been determined the most suitable rib geometry that should be preferred in order for these similar types of long and flexible structures to have a more resistant structure.

Science Code : 91439

Key Words : Industrial Design, Structural Optimization, Topography Optimization, Composite Materials.

Page Number : 85

Supervisor : Prof. Dr. Adnan AKKURT

TEŞEKKÜR

Tez çalışmamın her aşamasında desteğini esirgemedi beni yönlendiren değerli danışman hocam Prof. Dr. Adnan AKKURT'a teşekkür borç bilirim.

Yüksek lisans sürecim boyunca sağladığı tüm imkânlar için EKİNOKS-AG firmasına, bu firmada birlikte çalıştığım, mesleğimin ilk yıllarında beni yetiştiren çok sevdiğim ağabeyim Mesut ÖZEL'e, analiz çalışmalarında bilgi ve deneyimlerinden yararlandığım Dr. Erdiñ Nuri YILDIZ ve Dr. Mustafa Tuğrul KOZAK'a, kompozit malzeme tasarım ve üretim konularında bilgi ve deneyimlerinden yararlandığım Hüsnü KAŞIKÇI'ya teşekkürlerimi sunarım.

Yüksek lisans eğitim sürecimizde her aşamayı birlikte paylaştığımız canım arkadaşım Deniz BETTEMİR'e desteği için çok teşekkür ederim.

Beni bugünlere getirmek için hiçbir fedakârlıktan kaçınmayan annem Özlem KATMER'e ve babam Recep KATMER'e, küçüklüğümde beri yanımda olan ve bana her zaman inanan kardeşim Zeynep KATMER'e en derin duygularıyla sevgiler.

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET	iv
ABSTRACT.....	v
TEŞEKKÜR.....	vi
İÇİNDEKİLER	vii
ÇİZELGELERİN LİSTESİ.....	x
ŞEKİLLERİN LİSTESİ.....	xi
RESİMLERİN LİSTESİ	xii
SİMGELER VE KISALTMALAR.....	xiv
1. GİRİŞ.....	1
2. KAVRAMSAL ÇERÇEVE	5
2.1. Yapısal Optimizasyon	8
2.1.1. Topoloji optimizasyonu	9
2.1.2. Boyut optimizasyonu	10
2.1.3. Şekil optimizasyonu	10
2.1.4. Topometri optimizasyonu	11
2.1.5. Serbest şekil (freeform) optimizasyonu	11
2.1.6. Topografya optimizasyonu	12
2.2. Modal Analiz.....	15
2.3. Kompozit Malzemeler.....	19
2.3.1. Kompozit malzemelerin bileşenleri	21
2.3.2. Takviye ve matris malzemeleri	21
2.3.3. Polimer matris kompozitlerin üretim yöntemleri	24

2.3.4. Tabakalı kompozit plakların makromekaniği	30
3. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI	37
3.1. Yapısal Optimizasyon ile İlgili Yapılan Araştırmalar	37
3.2. Modal Analiz ve Kompozit Malzemeler ile İlgili Yapılan Araştırmalar	39
3.3. Literatürde Yapılan Çalışmaların Değerlendirilmesi	42
4. MALZEME VE YÖNTEM.....	45
4.1. Amaç Fonksiyonu	45
4.2. Tasarım Değişkenleri	45
4.3. Tasarım Kısıtları.....	46
4.4. Malzeme Bilgileri.....	46
4.5. Başlangıç Tasarım Modeli	48
4.6. ANSYS Yazılımı ile Modal Analiz.....	48
4.7. GENESIS Yazılımı ile Topografya Optimizasyonu	51
4.8. Optimum Tasarım Modeli.....	52
4.9. Kompozit Kapağın Üretim Yöntemi	54
4.10. Başlangıç Tasarımı, Geleneksel Tasarımlar ve Optimum Kapak Tasarımı	54
4.11. Fiber Oryantasyon Açısı	55
5. SONUÇ VE TARTIŞMA.....	59
5.1. Başlangıç Tasarımına Ait Modal Analiz Sonuçlarının Değerlendirilmesi	60
5.2. Alternatif Tasarımlara Ait Modal Analiz Sonuçlarının Değerlendirilmesi.....	64
5.3. Optimum Tasarıma Ait Modal Analiz Sonuçlarının Değerlendirilmesi	66
5.4. Tüm Tasarımlar İçin Elde Edilen Modal Analiz Sonuçlarının Karşılaştırılarak Değerlendirilmesi.....	71

Sayfa

5.5. Kapak Ağırlık Merkezi ve Atalet Momentinin, Kapağın Modal Davranışı Üzerine Etkisinin İncelenmesi	72
5.6. Kapağın Tabakalı Kompozit Malzeme Tasarımında Fiber Yönelim Açısının Yapının Doğal Frekansına Etkisinin İncelenmesi ve Modal Analiz Sonuçlarının Değerlendirilmesi	74
6. SONUÇ VE ÖNERİLER	77
KAYNAKLAR.....	79
ÖZGEÇMİŞ.....	84

ÇİZELGELERİN LİSTESİ

Çizelge	Sayfa
Çizelge 2.1. Parça üretim metodu-optimizasyon tekniği kıyaslama tablosu	14
Çizelge 2.2. Optimizasyon tekniği ve amaç fonksiyonu tablosu	14
Çizelge 2.3. Malzeme özellikleri [18].....	20
Çizelge 4.1. Tek yön karbon/epoksi prepreg malzeme özellikleri.....	47
Çizelge 4.2. Kompozit malzeme katman sayısı ve serim açıları	48
Çizelge 4.3. Kaburgasız yüzeylerdeki katman sayısı ve serim açıları	53
Çizelge 4.4. Kaburga yüzeyindeki katman sayısı ve serim açıları	53
Çizelge 4.5. Farklı yönelim açlarına sahip dizilimler	55
Çizelge 4.5. (devam) Farklı yönelim açlarına sahip dizilimler.....	56
Çizelge 4.5. (devam) Farklı yönelim açlarına sahip dizilimler.....	57
Çizelge 5.1. Tasarım geometrilerine ait analiz sonuçları.....	71
Çizelge 5.2. Tasarım geometrilerine ait analiz sonuçları.....	73
Çizelge 5.3. Çeşitli fiber doğrultularındaki doğal frekans değerleri.....	74
Çizelge 5.3. (devam) Çeşitli fiber doğrultularındaki doğal frekans değerleri	75

ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil	Sayfa
Şekil 2.1. Geleneksel tasarım süreci [4].....	6
Şekil 2.2. Optimum tasarım süreci [4]	7
Şekil 2.3. Basit harmonik hareket [17]	15
Şekil 2.4. Basit sarkaç [17]	16
Şekil 2.5. Bileşik (Fiziksel) sarkaç sistemi [17]	18
Şekil 2.6. Kompozit malzeme yapısı [19].....	21
Şekil 2.7. Tek yön (U/D) prepreg malzeme için gerilme-gerinim eğrisi	24
Şekil 2.8. Kompozit malzemelerin üretim yöntemleri [23]	25
Şekil 2.9. Püskürtme yöntemi [24]	26
Şekil 2.11. Reçine transfer yöntemi [24]	28
Şekil 2.12. El yatırma yönteminin şematik gösterimi [27]	30
Şekil 2.13. Tabakalı kompozit plağın şematik gösterimi [28]	30
Şekil 2.14. Tabakalı kompozit plakta meydana gelen kuvvet ve momentler [28].....	31
Şekil 2.15. Yükleme öncesi ve sonrası yer değiştirme ve eğrilikleri arasındaki ilişki [28].	31
Şekil 2.16. Tabakalı kompozit plağın kalınlığı boyunca gerilme ve gerinim değişimi [28]	33
Şekil 2.17. Tabakalı kompozit plakta katmanların koordinat konumları [28]	33
Şekil 4.1. Uzun ve esnek kapak boyutları	46
Şekil 4.3. Mesh kalitesi	49

RESİMLERİN LİSTESİ

Resim	Sayfa
Resim 1.1. Koruyucu kapakların sistemdeki yeri	3
Resim 2.1. Topoloji optimizasyonu [8]	10
Resim 2.2. Boyut optimizasyonu [8]	10
Resim 2.3. Şekil optimizasyonu [8].....	11
Resim 2.4. Topometri optimizasyonu [11]	11
Resim 2.5. Serbest biçim optimizasyonu [12]	12
Resim 2.6. Topografya optimizasyonu [14]	12
Resim 2.7. Kompozit kapağın üst bakış görünüşü.....	17
Resim 2.8. Kompozit kapağın büyük ölçekli titreşim hareketi.....	17
Resim 2.9. Cam lifi ve kumaşı.....	22
Resim 2.10. PVC köpük, alüminyum ve polipropilen bal peteği	23
Resim 2.11. Filaman sarma makinası	26
Resim 2.12. Otoklav [25].....	29
Resim 4.1. Başlangıç tasarım modeli.....	48
Resim 4.2. Uzun ve esnek kompozit kapağın sonlu elemanlar modeli	49
Resim 4.3. Uzun ve esnek kompozit kapağın sonlu elemanlar modeli	50
Resim 4.4. Menteşe hareketli kulağı ile kapak bağlantısı.....	50
Resim 4.5. Hareketli ve sabit menteşe kulakları arasındaki kontak ilişkisi.....	51
Resim 4.6. Menteşenin sabit kulağının sabitlenmesi (fixed support)	51
Resim 4.7. Topografya optimizasyonu sonrası oluşan geometrinin gösterimi.....	52
Resim 4.8. Kaburga tasarım geometrisi.....	53
Resim 4.9. Kaburga eklenmiş nihai kapak tasarımı.....	54

RESİMLERİN LİSTESİ

Resim	Sayfa
Resim 4.10. Başlangıç, alternatif ve optimum tasarım geometrileri.....	55
Resim 5.1. Mod şekli 1	61
Resim 5.2. Mod şekli 2	61
Resim 5.3. Mod şekli 3	62
Resim 5.4. Mod şekli 4	63
Resim 5.5. Mod şekli 5	63
Resim 5.6. Mod şekli 6	64
Resim 5.7. Mod şekli 1 (optimizasyon sonrası).....	67
Resim 5.8. Mod şekli 2 (optimizasyon sonrası).....	67
Resim 5.9. Mod şekli 3 (optimizasyon sonrası).....	68
Resim 5.10. Mod şekli 4 (optimizasyon sonrası).....	69
Resim 5.11. Mod şekli 5 (optimizasyon sonrası).....	70
Resim 5.12. Mod şekli 6 (optimizasyon sonrası).....	70
Resim 5.14. Nihai kapak tasarımı	76

SİMGELER VE KISALTMALAR

Bu çalışmada kullanılmış simgeler ve kısaltmalar, açıklamaları ile birlikte aşağıda sunulmuştur.

Simgeler

Açıklamalar

m	Kütle (kg)
L	Lagrange İfadesi
E_k	Kinetik Enerji
E_p	Potansiyel Enerji
E	Elastisite Modülü (GPa)
F	Kuvvet (N)
g	Yer Çekimi (m/s ²)
I_o	Kütle Atalet Momenti (kg.mm ²)
ω_n	Doğal Frekans (rad/sn)
f_n	Doğal Frekans (Hz)
ρ	Özgül Ağırlık (gr/cm ³)
σ	Gerilme
N	Normal ve Kayma Kuvveti
M	Eğilme ve Burulma Momenti
ε	Gerinme
γ	Kayma Gerinmesi
τ	Gerilme
[K]	Rijitlik Matrisi

Kısaltmalar

Açıklamalar

ACP	ANSYS Kompozit Modülü
AR-GE	Araştırma Geliştirme
BMC	Dökme Kalıplama Bileşimi
CAD	Bilgisayar Destekli Tasarım
CAE	Bilgisayar Destekli Mühendislik

Kısaltmalar**Açıklamalar**

ECE17	Avrupa Koltuk Dayanım Standardı
F1	Formula 1
HS	Yüksek Dayanım
IM	Orta Seviye Elastisite Modülü
M3	Ticari Araç (Azami ağırlığı 5 tonu aşan)
M3	Ticari Araç (Azami ağırlığı 5 tonu aşan)
N3	Ticari Araç (Azami ağırlığı 12 tonu aşan)
RIFT	Esnek Takım Altında Reçine İnfüzyonu
RTM	Reçine Transfer Kalıplama
SCRIMP	Seeman Kompozit Reçine İnfüzyon Kalıplama İşlemi
SMC	Sac Kalıplama Bileşimi
SRIM	Yapısal Reaksiyon Enjeksiyon Kalıplama
UD	Tek Yön
UV	Morötesi
VARTM	Vakum Destekli Reçine Transfer Kalıplama

1. GİRİŞ

Yapılan çalışmalar göstermiştir ki; ülkemiz sanayileşme sürecini tamamlamış ekonomilerden biri olmasına karşın, makine imalat endüstrisinde halen geleneksel imalat anlayışı ile üretim yapılmaktadır. Uluslararası pazarda pay alabilmek, yani küresel yarışta başarı kazanabilmek ancak endüstri ürünleri ile rekabet edebilmekten geçmektedir. Bu rekabet de mevcut ürünlere kıyasla gündelik yaşamı daha da kolaylaştıracak ve sürekli geliştirilebilir özellikte orijinal ürünlerin meydana getirilmesi ile mümkün olabilecektir. Orijinal ürün ortaya çıkartmak AR-GE çalışmaları ve yenilikleri ile gerçekleştirilebilir. Uluslararası pazarda pay alabilmek ve rakiplerinizle küresel kapsamda rekabet edebilmek için sağlam bir AR-GE alt yapısına ve kesintisiz yenileyen, geliştiren bir mühendislik tasarımına gereksinim vardır. Bir kuruluşun marka olmasında rol oynayan en önemli unsurlardan biri şüphesiz endüstriyel tasarımıdır. İyi bir endüstriyel tasarım için; ilkten müşteri isteklerini sürekli takip etmek, ayrıca piyasadaki ürünlere ve uluslararası pazardaki gelişmelere hâkim olmak gerekir.

Piyasada söz sahibi olmak için üretimin; ürün maliyeti/kalite hesapları, uygun malzeme kullanımı, ürün performansının müşteri odaklı düzenli takibi, çevre ile uyumu göz ardı edilmeden gerçekleştirilmesi gerekir. Ürünün estetik yönü ihmal edilmeden, müşteriye rakiplerimizden farklı neler sunabileceği düşüncesi her zaman ön planda tutulmalıdır.

Endüstriyel tasarım, geleneksel olarak ürünün dış görüntüsünü daha çekici kılarak pazarlama işlevini destekleyen bir unsur olarak değerlendirilmiştir. Oysa endüstriyel tasarım, ürünün dar anlamda estetik görüntüsünün ötesinde, kullanıcı ürün ilişkisinin kavramsal, görsel ve işlevsel anlamda kurgulanışını kapsamaktadır [1]. Lorenz endüstriyel tasarım kavramını, ürünlerin işlevlerine uygun biçimler kazandırılması olarak tanımlamaktadır [2].

Tasarlanan ve üretilen ürünlerin estetik görünüşlerinin yanı sıra özellikle savunma, havacılık ve uzay endüstrisinde parçaların dayanım kabiliyeti de yüksek önem arz etmektedir. Dünyada havacılık ve uzay endüstrisinde benzersiz sistem tasarımları ve entegrasyonu yaklaşımı ile kara ve deniz platformlarında kullanılabilen silah sistemleri geliştirilmekte ve üretilmektedir. Bu alanda geliştirilen ürünler arasında; hava savunma füze sistemleri, uzaktan kumandalı makineli tüfek ve bomba atar sistemleri, deniz topları için atış kontrol

sistemleri vb. yer almaktadır. Buna ek olarak; hava savunma silah ve füze sistemlerinin komuta, haberleşme ve atış kontrol sistemleriyle birleştiği katmanlı hava savunma kavramına uygun sistemler de tasarlanmaktadır. Hava savunma silah ve füze sistemlerini değerlendirecek olursak; yüksek performansa sahip sensör, komuta ve atış kontrol, haberleşme gibi özelliklerin dahil olduğu katmanlı hava savunma tipine uygun sistemler tasarlanmaktadır. Bu alanda gerçekleştirilen ürünler arasında; hava savunma ikaz ve komuta kontrol sistemleri, hava savunma radarları, motorlu hava savunma sistemleri, alçak/orta irtifa hava savunma sistemleri vb. yer almaktadır. Günümüzde bu sektörlerde ihtiyaç duyulan ürün özellikleri açısından, üzerinde en çok durulan konulardan bir tanesi de ağırlık/dayanım oranıdır. Yapılan teknolojik çalışmaların birçoğu bu oranı olabildiğince düşük seviyelere indirmek üzerinedir. Bu ve benzeri istekler doğrultusunda parçaların daha hafif ve dayanıklı tasarımı için bir takım optimizasyon tekniklerine ihtiyaç duyulmuştur. Bu tekniklerden biri olan topografya optimizasyonu, yapılan bu çalışmada uzun ve esnek kapağın direngenliğinin artırılması için kullanılmıştır. Topografya optimizasyonu uygulaması genellikle sac parçalar için tercih edilmektedir. Şekil optimizasyonunun gelişmiş bir biçimi olan topografya optimizasyonu; yapı üzerinde belirli bölgelerde kaburga temelli şekil değişimleri sağlar. Topografya optimizasyon tekniği, topoloji optimizasyonunda kullanılan tekniğe, şekil değişkenlerinin yoğunluk değişkenlerine oranla daha çok kullanılması dışında oldukça benzerdir. Dizayn bölgesi, yapı üzerinde tesiri hesaplanan ve bir seri iterasyonla optimize edilmiş çok sayıda değişkene bölünmektedir. Topografya optimizasyonu; tanımlanan kısıtlar içerisinde yapı üzerindeki en uygun kaburga dağılımını bulmak için kullanılmaktadır.

Savunma, havacılık, otomotiv ve uzay sanayisinde kullanılan uzun ve esnek yapılar doğru tasarlanmadığında, ürünün fonksiyonunu yerine getirmekte zorlanacağı problemler meydana gelir. Örneğin; koruyucu kapakların kullanılmasının ana sebebi genel manada dışarıdan gelecek fiziksel etkilere karşı silah sistemini korumaktır. Bu amaç için kullanılan koruyucu kapaklar genellikle alüminyum ya da kompozit yapılmaktadır. Kapağın titreşime maruz kalması kaçınılmazdır. Çoğu durumda bu kapaklar, uzun (silah ya da füzeyi kapatacak kadar uzun olmalıdır) dolayısıyla esnek bir yapıya sahip olduğu için yeterli direngenliğe sahip olmayıp, sistemde gerekli beklentiye karşılayamayan bir ürün olarak karşımıza çıkabilmektedir.



Resim 1.1. Koruyucu kapakların sistemdeki yeri

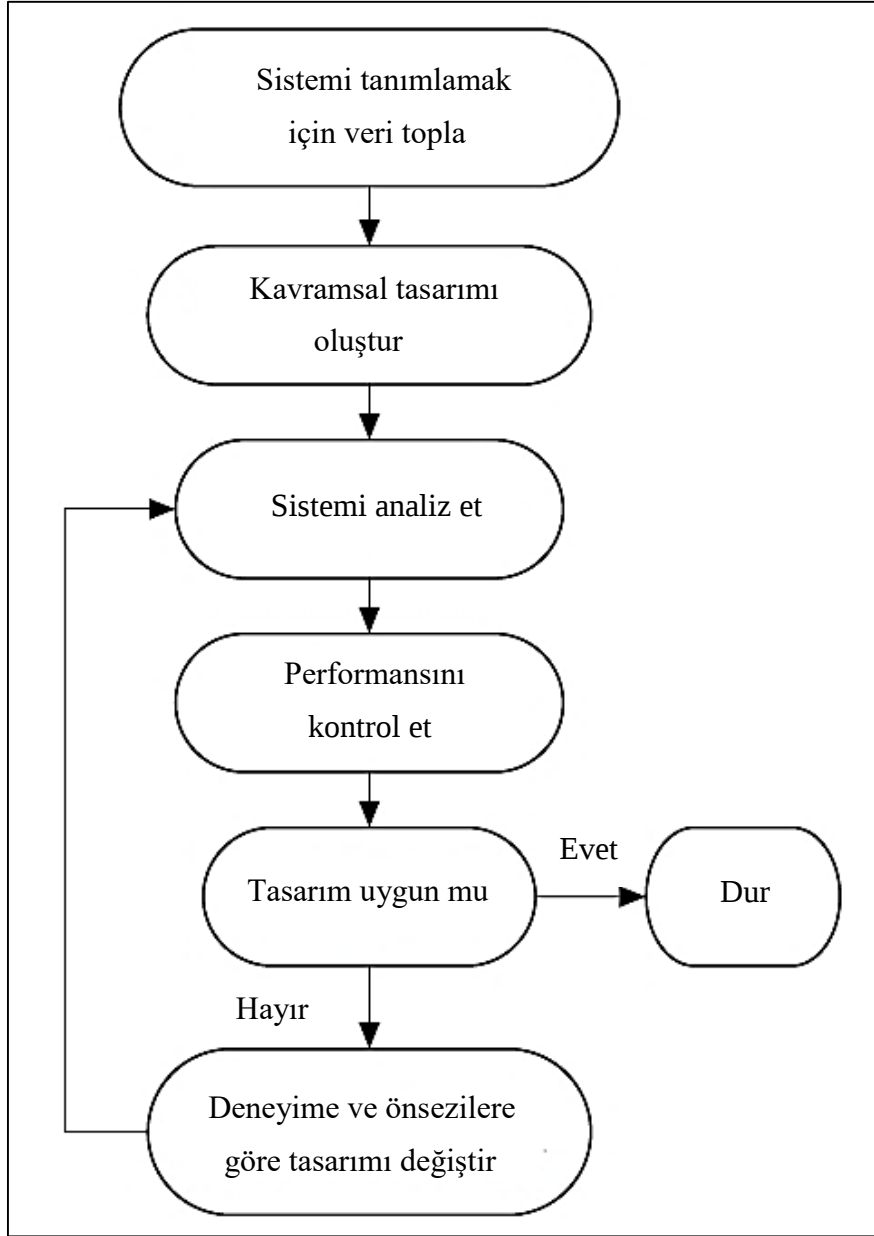
Silah sistemlerinde kullanılan birçok parçanın titreşim ve sürtünmeye maruz kaldığı bilinmektedir. Bu çalışmanın konusu olan ve birçok silah sisteminde kullanılan (alçak irtifa hava savunma sistemleri, füze fırlatma sistemleri ve sabitleştirilmiş silah sistemleri gibi) koruyucu kapakların (Resim 1.1) da, ağırlık ve direngenlik bakımından optimum bir yapıya sahip olması istenmektedir. Kapak üzerinde gerçekleştirilen bu çalışmadan hareketle; uzun ve esnek malzemelerden yapılan, benzer işlevi olan tüm ürünler için bu tip çalışmaların yapılması gerektiği ya da yapılan çalışmada bulunmuş olan verilerin kullanımıyla, ürünün işlevselliği ve ömrü üzerinde belirleyici bir yol izleneceği ortaya koyulmuştur. Bu tür analizler kullanılmadan yapılan tasarım ve üretimlerde beklenmedik olumsuz durumlar hayati öneme sahip olabilmektedir. Bu düşünce ile aşağıda belirtilen çalışma planlanarak gerçekleştirilmiştir.

Kullanımda olan mevcut sistemlerdeki kapakların performansını olumsuz etkileyecek seviyede rijit olmaması (esnek olması), yapılan çalışmanın zorunlu bir hale geldiğinin en belirgin göstergesi kabul edilerek; kapak yapısına topografya optimizasyonu yapılmış, elde edilen veriler değerlendirilerek optimum kaburga geometrisi elde edilmiştir. Daha sonra nihai kaburga tasarım geometrisine modal analiz uygulanarak yapının performansı

gözlemlenmiştir. Ayrıca optimum kaburga geometrisi ile geleneksel tipte modellenen iki kaburga geometrisinin modal analiz sonuçları kıyaslanmış, böylece optimizasyon sonuçları desteklenmiştir. Yapılan çalışmalar sayesinde bu ve benzer ürünler için ideal kaburga biçimi belirlenmiştir. Ek olarak; yapısal tasarımı sonlandırılan ve kompozit olarak üretilecek kapağın malzeme yapısında, destekleyici fiber yöneliminin hangi açı ve doğrultuda olacağı farklı alternatifler analiz edilerek ideal kapak oluşturma çalışmaları tamamlanmıştır.

2. KAVRAMSAL ÇERÇEVE

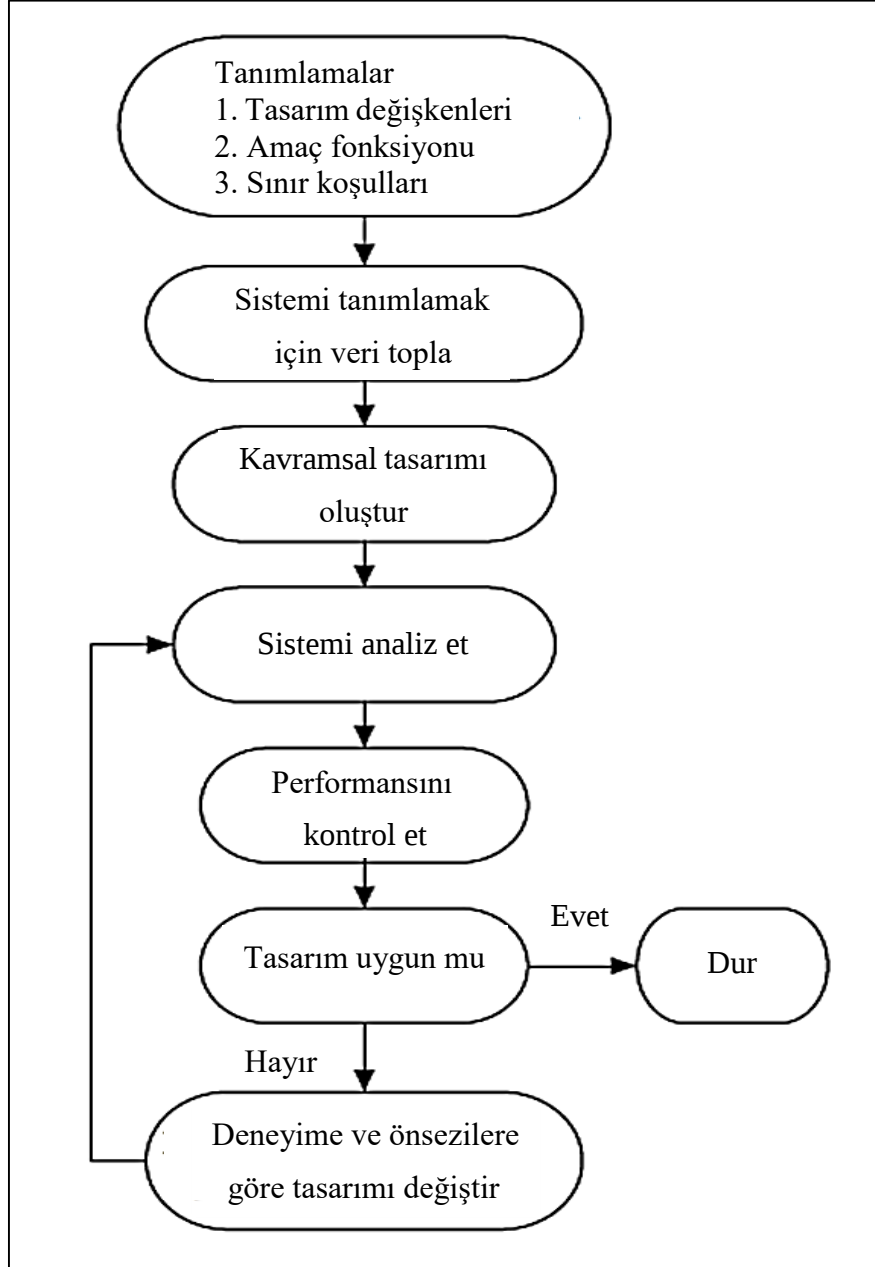
Teknolojik bir ürün için, kavramsal tasarım ortaya çıkarıldıktan sonra tasarımın analizi ve optimizasyonu aşamalarına geçilir. Analiz süresini minimize etmek için kavramsal model sadeleştirilir. Dayanıklılık analizlerinin yanı sıra kinematik analiz, ürün kalitesini etkileyen faktörlerin analizi, monte edilebilirlik ve üretilebilirlik analizleri de bu aşamada yürütülmektedir. Analiz ve optimizasyon için bilgisayar destekli mühendislik (CAE) yazılımları kullanılabilmektedir. Bu aşamada sadeleştirilmiş model, sonlu sayıda elemanlara bölünerek yapısal analize (sonlu elemanlar ile analiz) tabi tutulmaktadır. Bunun yanında kavramsal aşamada optimum tasarımın ortaya çıkarılması için optimizasyon işlemi de yapılabilmektedir. Bu aşamada çok çeşitli algoritmalara sahip farklı yazılımlar kullanılarak nihai tasarıma temel oluşturabilecek kavramsal tasarım ortaya çıkarılır. Optimizasyon yukarıda anlatıldığı gibi tasarım sürecinin bir adımıdır. Bu nedenle optimizasyon ile ilişkili teknolojilerin tümü bilgisayar destekli tasarım sistemiğinin bir parçası olarak görülmektedir. Aslında tasarım sürecinin bütünü, süreç boyunca farklı tasarım alternatifleri yaratılarak içlerinden sadece bir tanesi seçildiği için, optimizasyon işlemi olarak nitelendirilebilir. Ancak yine de optimizasyon işlemi yardımıyla çoğunlukla spesifik bir parçanın alternatif tasarımı üzerine çalışmalar yapılmaktadır. Bu durum optimizasyon sürecini, tasarım sürecinin bütünü olmaktan çıkarmaktadır. Mühendisler için sistem bütünlüğünü bozmadan verimli ve düşük maliyetli sistemler tasarlamak zorlu bir süreçtir. Geleneksel tasarım süreci (Şekil 2.1) deneyime, önsezilere ve yeteneğe dayanmaktadır. Özellikle karmaşık sistemlerin tasarımındaki insan faktörü, çoğu zaman hatalı sonuçlara yol açabilmektedir. Sınırlı kaynaklar ve yüksek verimlilik ihtiyacı nedeniyle mühendisler günümüzde ekonomik ve iyileştirilmiş tasarımların arayışı içindedir. Bilgisayar destekli tasarım optimizasyonu sistemleri bu noktada mühendislere yardımcı olmaktadır [3].



Şekil 2.1. Geleneksel tasarım süreci [4]

Sistemlerin geliştirilmesi ve tasarlanması için hem geleneksel hem de optimum tasarım yöntemleri kullanılmaktadır. Geleneksel tasarım sürecinde, tasarımcının deneyimi ve bilgi birikimi, sistem genelinde kavramsal değişikliklerin yapılmasına ve ilave şartnamelerin oluşturulmasına yardımcı olabilir. Ancak detay tasarımda, karmaşık sınır şartlarının ve girdilerin değerlendirilmesi aşamasında, geleneksel tasarım yöntemleri ile çalışan mühendisler bazı zorluklar ile karşılaşabilmektedir. Diğer yandan geleneksel tasarım süreci sonucunda ekonomik olmayan tasarımlara da ulaşılabilir. Optimum tasarım süreci (Şekil 2.2) ise tasarımcıyı belirgin bir şekilde tasarım değişkeni, optimize edilecek bir amaç fonksiyonu ve sisteme ait sınır koşullarını belirlemeye yönlendirmektedir. Tasarım

probleminin detaylı bir şekilde tanımlanması, problemin daha iyi anlaşılmasını sağlamaktadır [3].



Şekil 2.2. Optimum tasarım süreci [4]

Her iki tasarım yaklaşımının ayırımından da görüleceği üzere geleneksel tasarım süreci, optimum tasarım sürecine göre daha az sistematiktir. Sistem performansını ölçen amaç fonksiyonu, geleneksel tasarım sürecinde belirlenmemiştir. Alınan kararların çoğu tasarımcının önsezilerine ve deneyimine bağlıdır. Diğer yandan optimum tasarım sürecinde ise tasarımcının deneyiminden ve önsezilerinden tasarım probleminin formülize

edilmesinde ve kritik sınır koşullarının belirlenmesinde faydalanılır. Bu nedenle optimum tasarım süreci en iyi yaklaşım olarak karşımıza çıkmaktadır [3].

Sınır şartları olan bir optimizasyon işleminin matematiksel ifadesi aşağıdaki gibi tanımlanabilmektedir [5].

$f(x)$: Amaç fonksiyonu

$$X = \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ \vdots \\ x_n \end{Bmatrix} : \text{Tasarım değişkenleri } R^n : \text{Tasarım uzayı}$$

$g_j(x) \leq 0, j = 1, 2, 3, \dots m$: Eşitsizlik içeren sınır koşulu

$l_j(x) = 0, j = 1, 2, 3, \dots p$: Eşitlik içeren sınır koşulu

Optimizasyon problemi, $f(x)$ fonksiyonunu minimize ya da maksimize eden $g_j(x)$ ve sınır $l_j(x)$ koşullarına bağlı “X” tasarım değişkenlerinin bulunması olarak tanımlanabilir. Matematiksel olarak ise;

$$X^* \in R^n \text{ için } f(X^*) = \min f(X) \text{ ya da } f(X^*) = \max f(X)$$

X vektörü burada “n” boyutlu tasarım değişkenleri vektörü, $f(x)$ amaç fonksiyonu $g_j(x)$ ve $l_j(x)$ sırasıyla eşitsizlik ve eşitlik kısıtları olarak adlandırılmaktadır. Tasarım değişkenlerinin toplam sayısı “n” ve sınır koşullarının toplam sayısı “m” ve “p” olup birbirlerinden bağımsızdırlar [3].

2.1. Yapısal Optimizasyon

Dayanım, direngenlik, maliyet ve üretilebilirlik gibi birtakım yetenek unsurlarını karşılayan tasarım çeşitlerini ortaya çıkartmak için çok fazla yapısal tasarım fikrine gereksinim duyulmaktadır. Dolayısıyla konsept tasarım evresinde, tanımlanan sınır şartlarına göre en az

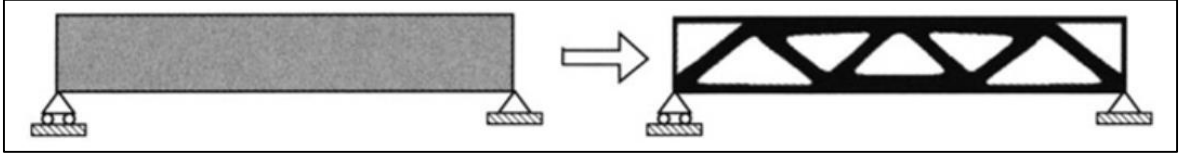
kütleli ancak en yüksek verime sahip tasarımların ortaya konulması ehemmiyetlidir. Tam da bu noktada yapısal optimizasyon yöntemleri, yararlı tasarım unsurları olarak karşımıza çıkmaktadır [6].

Yapısal optimizasyon akışı ağırlık, maliyet, direngenlik veya üretilebilirlik gibi hedef fonksiyonlarının; dayanak noktaları, büyüklük, izin verilebilir en yüksek gerilme, kabul edilebilir en büyük ağırlık gibi yapısal şartlar ile diğer sınır şartlarını içerecek biçimde hedef fonksiyonunun optimize edilmesini kapsamaktadır. Bu akış dâhilinde optimizasyon aşamalarını gerçekleştirmek ve tasarımın geometrisini ifade etmek amacıyla katı modelleme araçlarına (Computer-Aided Design), problemin ortadan kaldırılması için yapısal analiz araçlarına (Computer-Aided Engineering) ve en uygun tasarımın araştırılması için bir algoritmaya gereksinim duyulmaktadır. Yapısal optimizasyon yöntemleri, tasarlanan geometriyi ifade etmek için kullanılan tasarım değişkenlerinin çeşitlerine göre sınıflandırılabilir. Hedef fonksiyonu ve sınırlar, tasarım değişkenleri türünden ifade edilebilen fonksiyonlar olarak tanımlanabilmelidir. Bu vaziyette tasarım değişkenleriyle denetlenen yapısal özellikler ile ilişkili olarak topoloji, boyut ya da şekil optimizasyonu yöntemleri tasarım çeşitliliğinin arttırılabilmesi için kullanılabilmektedir. Yapısal optimizasyon yöntemleri, tasarımın bağlı olduğu sınır şartları ve kısıtlarla ilişkili olarak tasarımın topolojisini, boyutlarını ve şeklini, yapı optimum hale gelene kadar değiştirmektedir [3].

Yukarıda ifade edildiği gibi yapısal optimizasyon teknikleri; topoloji, şekil ve boyut optimizasyonu olarak üç ana sınıfa ayrılabilir. Geliştirilen yeni optimizasyon teknikleri ise; topometri, topografya, serbest şekil (freeform) olarak sıralanabilir.

2.1.1. Topoloji optimizasyonu

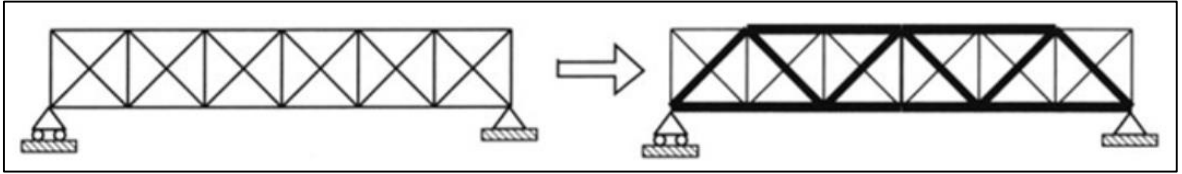
Optimum malzeme dağılımını bulma tekniğidir. Tanımlanan tasarım alanında en uygun yapı hazırlanır ve parçanın formu belirlenir. Topoloji optimizasyonunda tasarım değişkenleri, eleman hacim fraksiyonlarına karşılık gelir. Hacim kesri, 0-1 cevabını almak amacıyla tutulacak anahtar elamanların ve atılacak unsurları tanımlamak için malzeme özellikleri E (elastisite modülü) ile yoğunluğu aynı anda tasarlar [7]. Resim 2.1.'de verilen topoloji optimizasyonu örneğinde optimizasyon sonrası yapı formunun sadeleştiği görülmektedir.



Resim 2.1. Topoloji optimizasyonu [8]

2.1.2. Boyut optimizasyonu

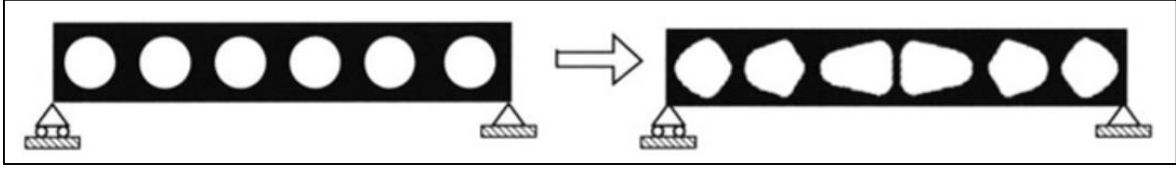
Kabuk, çubuk ve kompozit benzeri herhangi bir parçanın en uygun boyutlarının elde edilmesini sağlayan optimizasyon tekniğidir. Boyut optimizasyonunda tipik olarak elemanın enine kesit boyutları tasarım değişkeni olarak kullanılır. Otomobil gövdelerinde en önemli tasarım değişkeni türü kabuk elemanlarının kalınlığıdır [9]. Resim 2.2.'de verilen boyut optimizasyonu örneğinde optimizasyon sonrası yapının boyutları değişerek sadeleştiği görülmektedir.



Resim 2.2. Boyut optimizasyonu [8]

2.1.3. Şekil optimizasyonu

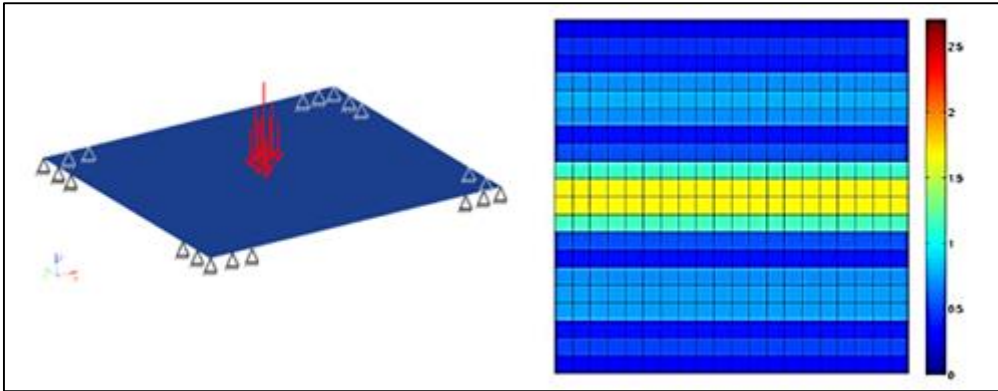
Kullanıcının muhtemel olan en uygun şekli elde etmesine olanak verir. Program, düğüm noktalarının en doğru konumunu keşfederek yapının formunu belirler. Şekil optimizasyonunda, pertürbasyon vektörlerinin ölçek faktörleri tasarım değişkenleridir. Pertürbasyon vektörleri doğrudan veya temel vektörler sağlayarak girilir. Temel vektörler aday tasarımları temsil eden alternatif ızgara konumları içerir. Kullanıcı temel vektörler sağladığında, sağlanan temel vektör ile orijinal ızgara konumları arasında vektörel bir fark gerçekleştirilerek dâhili olarak pertürbasyon vektörüne dönüştürülebilir. Şu anda, GENESIS, temel veya pertürbasyon vektörlerinin oluşturulmasını otomatikleştirmek için üç yöntem içermektedir: GRID temel vektör yöntemi, doğal temel vektör yöntemi ve DOMAIN yöntemi [10]. Resim 2.3.'de verilen şekil optimizasyonu örneğinde optimizasyon sonrası yapının şekli değişerek sadeleştiği görülmektedir.



Resim 2.3. Şekil optimizasyonu [8]

2.1.4. Topometri optimizasyonu

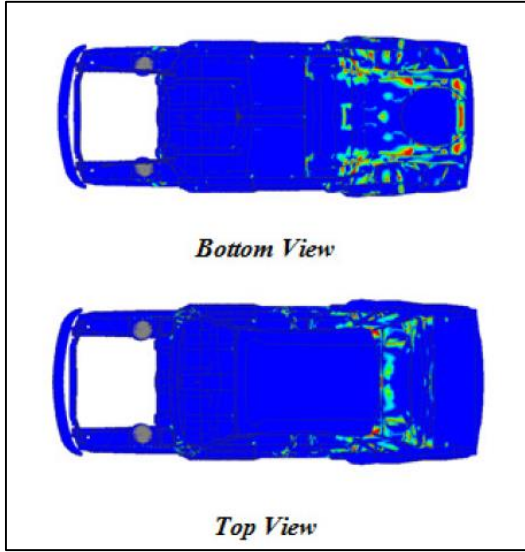
Topometri optimizasyonu yapı üzerindeki en iyi malzeme dağılımının elde edilmesini sağlar. Malzeme eklenebilecek en uygun bölgeleri belirler ya da topoloji optimizasyonuna benzer şekilde malzeme azaltılabilecek en uygun bölgeleri tespit eder. Topometri optimizasyonu, boyut optimizasyonunun bir genellemesidir. Bir özellik verisi girişi ile ilişkili tüm elemanların aynı değerlerle tasarlandığı boyut optimizasyonundan farklı olarak, topometri optimizasyonunda her eleman bağımsız olarak tasarlanır [9]. Resim 2.4.'de verilen topometri optimizasyonu örneğinde kuvvet etkisi altındaki plakanın rijitliğini koruyabilmesi için belli bölgelerinde kalınlık farklılıkları oluşturulması gerektiği görülmektedir.



Resim 2.4. Topometri optimizasyonu [11]

2.1.5. Serbest şekil (freeform) optimizasyonu

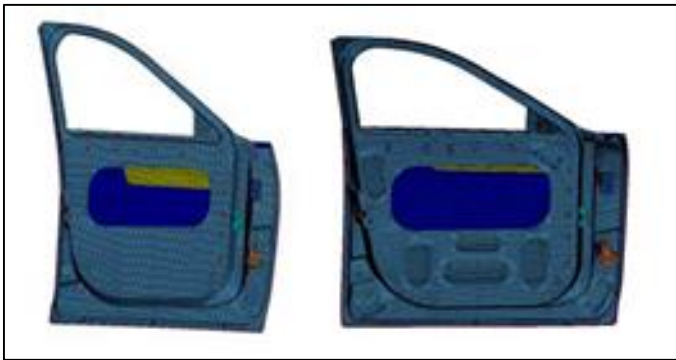
Serbest şekil optimizasyonu, şekil optimizasyonun başka bir özel durumudur. Yapıların rijitliğini arttırmak amacıyla çubuk benzeri elemanların en uygun sıralanışını elde eder. Topografya optimizasyonundan farklı olarak serbest biçim, her tür öğeye uygulanabilir [12]. Resim 2.5.'de serbest biçim optimizasyonu araç kaportası uygulaması örneği verilmiştir.



Resim 2.5. Serbest biçim optimizasyonu [12]

2.1.6. Topografya optimizasyonu

Levha (panel) benzeri yapılarının rijitleşmesi amacıyla takviye elamanlarının dağılımı için en uygun şekli ve bölgeyi bulur. Topografya optimizasyonu özel bir şekil optimizasyonu durumudur. Bu tür bir optimizasyonda, program otomatik olarak, tasarlanan bölgeye dik veya verilen bir yöne dik olan bozulma vektörlerini oluşturur [13]. Resim 2.6.'da araba kapısı iç sacına topografya uygulaması yapılarak ortaya çıkan güçlendirilmiş sac formu gösterilmektedir.



Resim 2.6. Topografya optimizasyonu [14]

Topografya optimizasyonu çoğunlukla ince-geniş (sac) parçalara uygulanmaktadır. Şekil optimizasyonunun gelişmiş bir biçimi olan topografya optimizasyonu; yapı üzerinde belirli bölgelerde kaburga temelli şekil değişimleri sağlar. Bu değişimler parçanın direngenliğini

en iyi hale getirecek kaburga desenini ve bulunacağı bölgeyi oluşturmaya yardımcı olur. Topografya optimizasyon tekniği, topoloji optimizasyonunda kullanılan tekniğe, şekil değişkenlerinin yoğunluk değişkenlerine oranla daha çok kullanılması dışında oldukça benzerdir.

Dizayn bölgesi, yapı üzerinde tesiri hesaplanan ve bir seri iterasyonla optimize edilmiş çok sayıda değişkene bölünmektedir. Topografya optimizasyonu plaka yapılarında, güçlendirici geometrileri optimize etmek için kullanılan matematiksel bir yaklaşımdır [15].

Topografya optimizasyonu için otomatik olarak şekil değişkenleri üretmenin üç yöntemi vardır. İlk ikisi, normal eleman ve çizim vektörü, tamamen uygulama ile gerçekleştirilir. Üçüncüsü (kullanıcı tanımlı), girdi verilerinin tasarım alanı olarak kullanılan bir veya daha fazla şekil tasarım değişkeni içermesini gerektirir. Normal eleman ve çizim vektörü yöntemi kullanımı en kolay olanıdır. Çekme yönü için değer girildiğinde, elemanların normal vektörleri şekil değişkenlerine çekme vektörünü tanımlamak için kullanılır. Bu yöntem özellikle, destek elemanlarının yüzeye normal çekilmesi amaçlanan kavisli yüzeyler ve kapalı hacimler için etkilidir. Vektör çizme yöntemi ise şekil değişkenlerini üretmek için kullanılan çizim vektörünü tanımlamanıza izin verir. Düğümlü koordinat sisteminde çizim vektörünün X, Y ve Z bileşenleri girilir. Bu yöntem, tüm destek çubuklarının aynı yönde çekilmesi gerektiğinde faydalıdır. Bu yöntem kullanılırken çekme açısının korunmayabileceği ihtimali söz konusudur [16].

Üretim yöntemleri, belirli bir parça için mevcut olan destek yapılarının tiplerine kısıtlamalar getirebilir. Örneğin; kesintisiz bir kesite sahip olması gereken kanallar, bir tornada açılması gereken diskler ve derin çekmede kalıp kitleme koşullarına sahip olamayan geometriler. Bu kısıtlamalar, desen gruplandırma seçenekleri kullanılarak topografya optimizasyonunda dikkate alınabilir ve üretilebilir bir donatı şablonuna sahip bir tasarım elde edilebilir. Topografya optimizasyonu için mevcut olarak 70'in üzerinde desen gruplama seçeneği ve varyasyonu vardır. Oldukça karmaşık parçaların optimizasyonunda birden fazla optimizasyon yönteminin kullanılması daha sürdürülebilir sonuçlar vermektedir. Bu nedenle kullanılacak olan malzemenin üretim yöntemi, optimizasyonun amacı gibi konular önem kazanmaktadır [12].

Parça için seçilecek olan optimizasyon yöntemi belirlenirken, parçanın hangi yöntemlerle üretileceği de önem kazanmaktadır. Bu nedenle yapısal optimizasyon yönteminin derin çekme, döküm ve ekstrüzyon gibi üretim metotlarına göre kullanımı ve Çizelge 2.1’de gösterilmiştir [12].

Çizelge 2.1. Parça üretim metodu-optimizasyon tekniği kıyaslama tablosu

Yapısal Optimizasyon Tipi	Derin Çekme	Döküm	Ekstrüzyon
Boyut	√	X	X
Şekil	√	√	X
Topoloji	√	√	√
Topometri	X	√	X
Topografya	√	√	X
Serbest Şekil	√	√	X

Optimizasyon yöntemleri genel olarak parçanın rijitliğini veya mukavemetini arttırmak amaçlı yapılır. Ancak kaynak gibi bazı birleştirme yöntemleri optimizasyon metotları ile geliştirilebilir. Çizelge 2.2’de optimizasyon yöntemlerinin hangi amaç için kullanılabilecekleri belirtilmiştir [12].

Çizelge 2.2. Optimizasyon tekniği ve amaç fonksiyonu tablosu

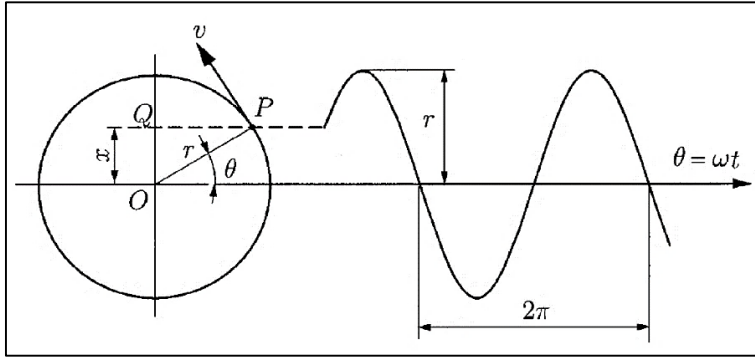
Yapısal Optimizasyon Tipi	Temel Tasarım	Rijitlik	Dayanım	Son Tasarım	Güçlendirme	Birleştirme (Kaynak)
Boyut	√	√	√	√	√	Nadiren
Şekil	√	√	√	√	X	X
Topoloji	√	√	X	Nadiren	√	√
Topometri	√	√	X	Nadiren	√	√
Topografya	√	√	X	Nadiren	√	X
Serbest Şekil	√	√	X	Nadiren	√	X

Yapılan çalışmada uzun ve esnek kapağın direngenliğinin artırılması için bu ve benzeri yapılarda tercih edilmekte olan topografya optimizasyonu kullanılmıştır. Topografya optimizasyonu ile uzun ve esnek kompozit kapak için en yüksek doğal frekans değerini sağlayacak geometri tipi belirlenmiş olup, bu model referans alınarak yeni bir kaburga tipi tasarlanmıştır.

2.2. Modal Analiz

Dinamiğin bir alt kolu olan titreşim tekrar eden hareketler ile ilgilenir. Titreşim birçok mekanik sistem için istenmeyen, bazı durumlarda da yıkıcı bir durumdur. Titreşim, cisimlerin sabit bir referans eksene veya nominal bir pozisyona (denge konumu) göre tekrarlanan hareketi olarak ifade edilir [17].

Titreşim teorisi cisimlerin ve ilgili kuvvetlerin salınımlı (oscillatory) hareketleri ile ilgilenir. Şekil 2.3’de görülen salınımlı hareket harmonik hareket olarak adlandırılır ve aşağıdaki formül ile ifade edilir [17].

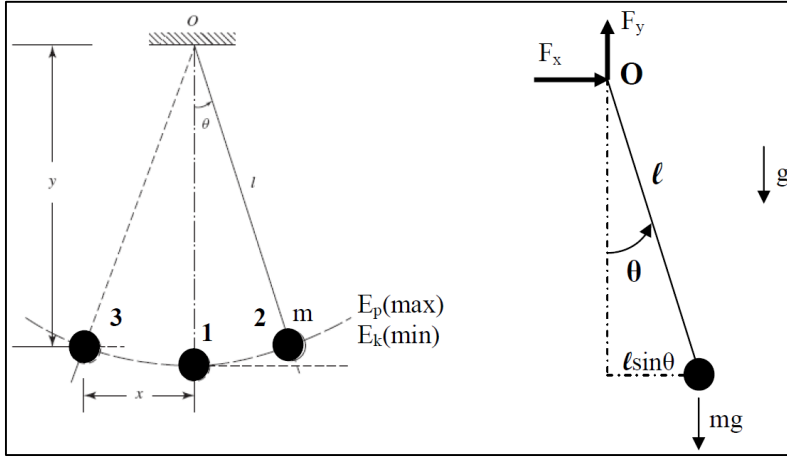


Şekil 2.3. Basit harmonik hareket [17]

$$x(t) = X \cos \omega t \quad (2.1)$$

Burada X hareketin genliği, ω hareketin frekansı ve t zamandır [17].

Titreşim olayı potansiyel enerjinin kinetik enerjiye, kinetik enerjinin ise potansiyel enerjiye dönüşümünü içermektedir. Bu nedenle titreşim yapan sistemler potansiyel enerji ve kinetik enerji depolayan elemanlara sahip olmalıdır. Potansiyel enerji depolayan elemanlar yay veya elastik elemanlar, kinetik enerji depolayan elemanlar ise kütle veya atalet elemanlarıdır.



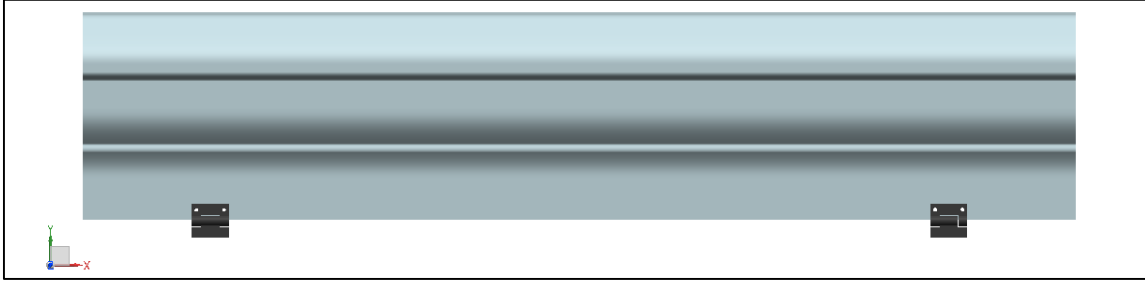
Şekil 2.4. Basit sarkaç [17]

Bir sistemin serbestlik derecesi, sisteme ait her parçanın herhangi bir t anındaki konumlarını tanımlayabilmek için gerekli olan minimum bağımsız koordinat sayısıdır. Şekil 2.4’de verilen basit sarkacın hareketi de θ koordinatı ile ifade edilebilir. Bununla birlikte sarkaç hareketi x ve y koordinatları ile de tanımlanabilir. Fakat x ve y koordinatları arasında $x^2+y^2=l^2$ bağıntısı da vardır. Bu denklem bir kısıtlamadır ve x ve y birbirinden bağımsız değildir. Dolayısı ile basit sarkaç sistemi tek serbestlik derecelidir [17].

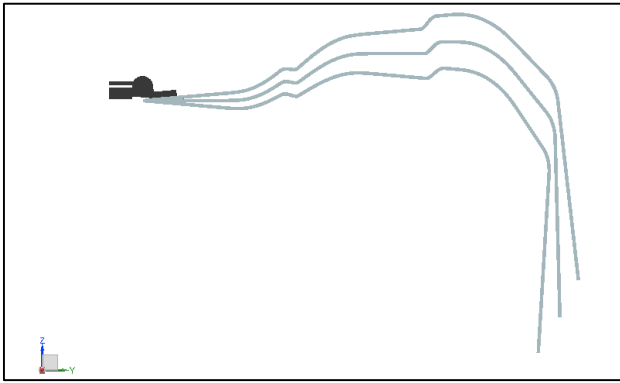
Eğer sistemde sürtünme veya benzeri dirençler sebebi ile enerji kaybı ve sönümüne sebep olacak bir etki yok ise titreşim problemi sönümsüz (undamped) olarak adlandırılır. Eğer sistemde sönüm mevcut ise sistem sönümlü (damped) olarak adlandırılır. Titreşim problemlerini incelerken sönüm ihmal edilerek çözüm basitleştirilebilir, fakat sönüm etkileri özellikle rezonans durumu için oldukça önemlidir [17].

Eğer sistem ilk şartlar neticesinde titreşiyor ise ($t>0$ için sisteme etki eden dış zorlama yok) sistem titreşimlerine serbest titreşim adı verilir. Resim 2.8.’de kompozit kapağın büyük ölçekli titreşim hareketi temsil edilmiştir. Eğer sistem dış zorlama etkisi ile titreşiyor ise oluşan titreşimlere zorlanmış titreşim adı verilir [17].

Titreşim analizi belirtilen bir dış zorlamaya bağlı olarak sistem cevabının belirlenmesidir. Bu analiz matematik modelleme, hareket denklemlerinin oluşturulması, hareket denklemlerinin çözümü ve sistem cevabının yorumlanması aşamalarını içerir [17].



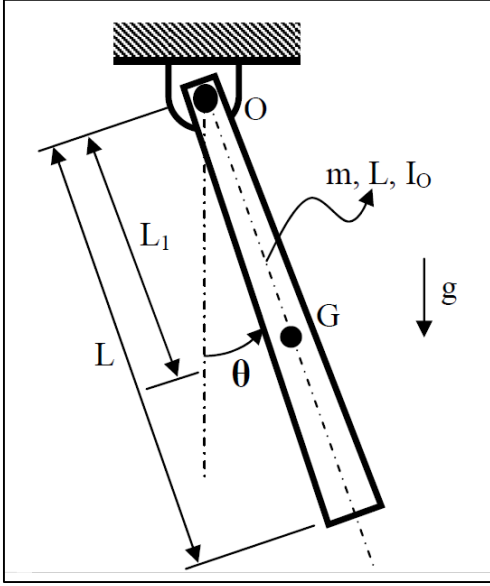
Resim 2.7. Kompozit kapağın üst bakış görünüşü



Resim 2.8. Kompozit kapağın büyük ölçekli titreşim hareketi

Uzun ve esnek kapağın çalışma sistemi; Resim 2.7’de görüleceği üzere parçanın iki uç kısmında bulunan cıvata deliklerine bağlanan menteşe sayesinde x ekseninde kullanıcı kuvveti ile 90° açı yapacak şekilde açılacak ve yine kullanıcı kuvveti ile başlangıç konumuna dönecektir. Silah koruyucu kompozit kapak zırhlı araçta çoğunlukla başlangıç konumunda kullanılacak, gerekli durumlarda kapak açılacaktır.

Uzun ve esnek kapağın çalışma sistemi tıpkı bileşik (fiziksel) sarkaç sistemi’ne benzemektedir (Şekil 2.5). Dolayısıyla kapak kinetik enerji depolayan bir atalet elemanıdır. Sistem sadece x ekseninde dönme hareketi yapabildiği için tek serbestlik dereceli, herhangi bir sönümlleme elemanı olmadığı için sönümsüz, dış zorlanma ile titreşmediği için ise serbest titreşim yapıyor olarak kabul edilecektir.



Şekil 2.5. Bileşik (Fiziksel) sarkaç sistemi [17]

Bu sistemin hareket denklemi Lagrange Yöntemi ile ifade edilecektir. Bu yöntemde incelenen sisteme ait kinetik ve potansiyel enerjiler dikkate alınır. Sisteme ait Lagrange ifadesi kinetik enerji ile potansiyel enerji farkına eşittir [17].

$$L = E_k - E_p \quad (2.2)$$

Kinetik enerji-potansiyel enerji farkı aşağıdaki Lagrange denklemine yazılarak ele alınan sisteme ait hareket denklemi elde edilebilir [17].

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{\theta}} \right) - \frac{\partial L}{\partial \theta} = Q_\theta \quad (2.3)$$

Lagrange ifadesi açılır ise Lagrange denklemi aşağıdaki formda elde edilir [17].

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_k}{\partial \dot{\theta}} - \frac{\partial E_p}{\partial \dot{\theta}} \right) - \frac{\partial E_k}{\partial \theta} + \frac{\partial E_p}{\partial \theta} = Q_\theta \quad (2.4)$$

Burada θ bir sistemin genel koordinatını, Q_θ ise bu koordinata etki eden kuvvetlerin toplamını (genel kuvvet) ifade eder [17].

Sistemin hareket denklemi;

$$E_k = \frac{1}{2} I_O \dot{\theta}^2 \quad (2.5)$$

$$E_p = mgL_1(1 - \cos\theta) \quad (2.6)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_k}{\partial \dot{\theta}} \right) + \frac{\partial E_p}{\partial \theta} = Q_\theta \quad (2.7)$$

$$I_O \ddot{\theta} + mgL_1 \sin\theta = 0 \quad (2.8)$$

I_O sarkacın dönme noktasına göre kütle atalet momentidir. Küçük açısal yer değiştirmeler için $\sin\theta \cong \theta$ kabul edilirse,

$$\ddot{\theta} + \frac{mgL_1}{I_O} \theta = 0 \quad (2.9)$$

Serbest titreşimlerin formu saf harmonik şeklindedir $\theta(t) = \theta_o \sin\omega_n t$ ve $\ddot{\theta}(t) = -\omega^2 \theta_o \sin\omega_n t$ 'dir. Bu ifadeler hareket denkleminde yerine yazılır ise doğal frekans;

$$\omega_n = \sqrt{\frac{mgL_1}{I_O}} \left(\frac{rad}{sn} \right) \quad (2.10)$$

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{mgL_1}{I_O}} (Hz) \quad (2.11)$$

olarak elde edilir.

Bu formül, uzun ve esnek kapağın teorik modal analiz sonuçlarının desteklenmesi için kullanılacaktır. Formülde görüldüğü gibi doğal frekans ile dönme noktasına göre kütle atalet momenti ters orantılıdır. Dolayısıyla en yüksek doğal frekans değerini veren geometriye sahip kapağın en düşük kütle atalet momenti değerine sahip olması beklenecektir.

2.3. Kompozit Malzemeler

İki veya daha fazla malzemenin makro-düzeyde bir araya getirilmesiyle oluşturulan ve yeni özelliklere sahip malzemelere kompozit malzeme denir. Çizelge 2.3.'de çeşitli mühendislik

malzemeleri ile kompozit malzemelerin mekanik özellikleri verilmiştir.

Çizelge 2.3. Malzeme özellikleri [18]

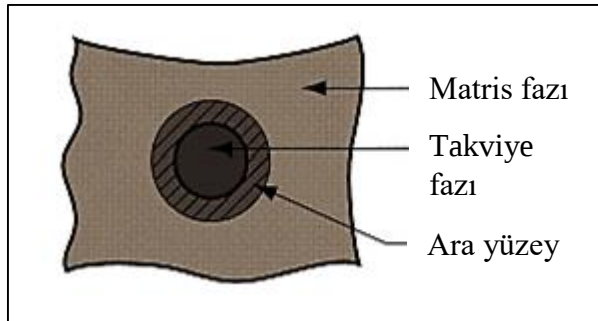
Malzeme Cinsi	Özgöl Ağırlığı ($\rho, gr/cm^3$)	Çekme Dayanımı (σ, MPa)	Elastisite Modülü (E, GPa)	Özgöl Çekme Dayanımı (σ/ρ)	Özgöl Modülü (E/ρ)	Uzama %
Alüminyum	2,8	84	71	30	25	---
Al-2024	2,8	247	89	88	25	8-20
Al Alaşımı	2,8	600	71	210	25	---
Titanyum	4,51	700	117	192	25,1	20
Ni Alaşımı	8,18	450-1200	204	147	24,9	26-45
Ahşap (Kayın)	0,7	110	13	157	19	---
Alaşımsız Çelik	7,86	460	210	60	27	20
Düşük Alaşımlı Çelik	7,8	600	207	80-250	26,5	20-30
Dökme Demir	---	275	138	---	---	0,6
Pirinç %30 Zn	8,5	550	100	60	12	---
Karbon/epoxy %60	1,62	1400	220	865	135	0,8
Kevlar/epoxy	1,38	1310	83	950	60	---
Cam/epoxy %60	1,66	1510	165	910	99	---
Cam/polyester %50	1,9	750	38	390	19,8	1,8

Kompozit malzemelerin avantajları; yüksek dayanım, yüksek rijitlik, düşük ağırlık, yüksek yorulma dayanımı, yüksek aşınma direnci, yüksek korozyon direnci, istenen yönde ısıl ve termal özellikler, estetik görünümüdür. Dezavantajları ise; daha yüksek maliyet, işleme güçlükleri, geri dönüşümün genellikle olmayışı, kırılma uzamasının az olması, bazı kompozitler için metallere oranla üretim zorluğudur. Kullanım alanları başlıca; havacılık ve savunma sanayi, deniz taşımacılığı, kara taşımacılığı, uzay programları, enerji sektörü,

altyapı ürünleri, yapı/inşaat, sportif ürünler, ev ürünleri, tanklar ve basınçlı kaplar olarak sıralanabilir.

2.3.1. Kompozit malzemelerin bileşenleri

Matris fazı; sürekli ve ana fazdır. Takviye fazını bir arada tutar ve yükü paylaşırlar. Takviye fazı; matris içindeki ikincil fazdır, matrisin dayanım ve rijitliğini artırır. Ara yüzey; matris ile takviye fazı arasındaki fazdır (kimyasal, fiziksel, mekanik). Bu faz yapışmayı belirler [19]. Şekil 2.6.'da kompozit malzeme yapısı gösterilmektedir.



Şekil 2.6. Kompozit malzeme yapısı [19]

2.3.2. Takviye ve matris malzemeleri

Kompozit malzemeler reçine ve takviye bileşenlerinden oluşur. Kompozitler temel olarak kalıp görevi gören reçine içine gömülmüş sürekli veya kırılmış elyaflardan oluşmaktadır. Bu bileşenler birbirleri içinde çözülmezler veya karışmazlar. Kompozit malzemelerde elyaf; sertlik, sağlamlık gibi yapısal özellikleri, plastik reçine malzemesi ise elyafın yapısal bütünlüğü oluşturmaları için birbirine bağlanması, yükün elyaf arasında dağılmasını ve elyafın kimyasal etkilerden ve atmosfer şartlarından korunmasını sağlar [20].

Kompozit bir ürünün özelliklerini belirleyen unsurlar şunlardır;

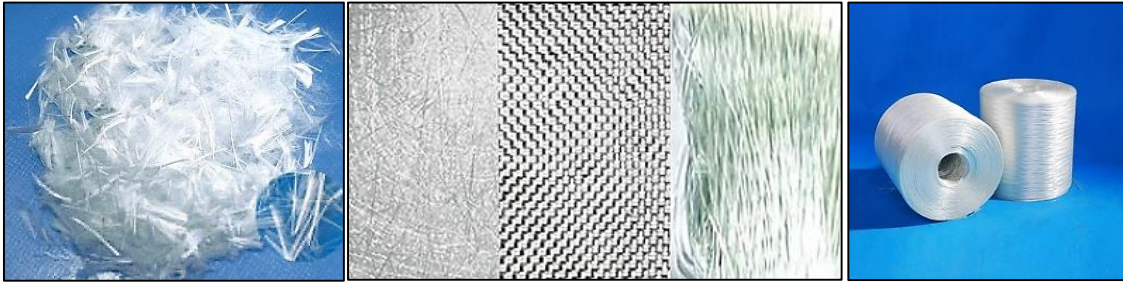
- Takviye elemanının (fiber) özellikleri
- Matris malzemenin özellikleri
- Fiber-matris ara yüzeyindeki yapışma kabiliyeti
- Fiber/matris oranı (Hacimsel Yoğunluk)

- Takviye elemanın geometrisi ve matris içindeki yönlenmesi (oryantasyonu)

Başlıca takviye elemanları (elyaf halinde); cam, karbon, boron, alüminyum oksit, silisyum karbür, organik moleküller (aramidler) şeklinde sıralanabilir [20].

Cam elyaf

Cam elyaflar plastik kullanılması tercih edilen işlerde ucuz oldukları ve birim ağırlık başına düşen dayanımları ideal olduğu için tercih edilirler [21]. Resim 2.9.'da cam lifi ve kumaşı örnekleri gösterilmektedir.



Resim 2.9. Cam lifi ve kumaşı

Karbon elyaf (Grafit)

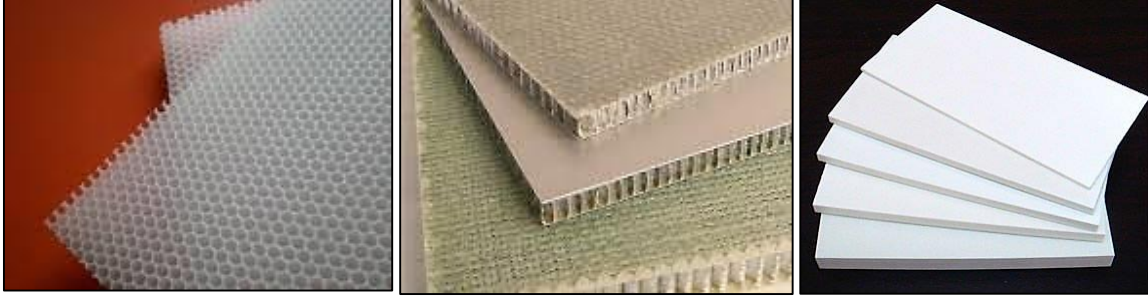
Maliyetleri yüksek olmasına karşın, çok yüksek çekme dayanımı ve elastisite modülü değerlerine sahip oldukları için özellikle havacılık sanayiinde ve spor araç gereçlerinin imalatında tercih edilir [22].

Aramid elyaf (Kevlar)

Darbe dayanımı diğer elyaf türlerine göre çok yüksek olduğundan kurşungeçirmez yapıların imalatında ve balistik uygulamalarda sıkça kullanılır [22].

Çekirdek takviyeler, genellikle sandviç yapıların üretiminde; yüksek mukavemetli ve ince iki kompozit tabaka arasında çekirdek olarak kullanılırlar. Amaç, malzeme kalınlığını hafif yapılar ile arttırarak direngenliği arttırmaktır. Bu malzemeler yüksek mukavemetli alt ve üst yüzeylere (tabakalara) yük transferini bir yüzeyden diğerine aktarabilecek güçlü

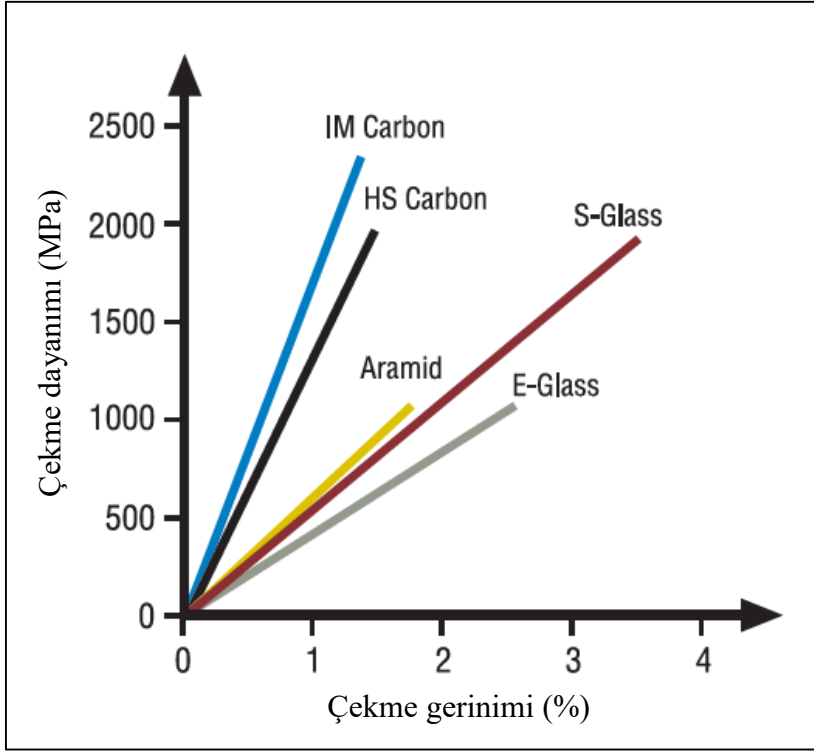
yapıştırıcılar ile bağlanırlar [20]. Resim 2.10.'da çeşitli çekirdek takviye örnekleri paylaşılmıştır.



Resim 2.10. PVC köpük, alüminyum ve polipropilen bal peteği

Kompozit malzeme üretiminde kullanılan bir reçineden beklenen özellikler; iyi mekanik özellikler, iyi yapışma kabiliyeti, iyi tokluk özellikleri, çevresel etkilere dirençtir (reçinelerin UV gibi birtakım çevresel etkilere, suya ve agresif maddelere dirençlerinin yüksek olması istenir). Fiber takviyeli kompozit imalatında kullanılan reçineler bazen polimer olarak anılırlar. Polimerler basit molekül yapıların oluşturduğu zincir yapılardır. Polimerler; termoplastikler ve termosetler olarak iki gruba ayrılır. Termoplastikler, metallerde olduğu gibi, yeterli ısı ile eriyen ve soğutulduğunda da katılaşabilen yapılardır. Yani geri dönüşümü olan polimer yapılardır. Naylon, polipropilen, polietilen tipik termoplastik örnekleridir [20]. Kompozit malzemelerde seçilecek üretim yöntemi; takviye malzemesine (elyaf), matris malzemeye (reçine), parça şekline, istenen mekanik ve fiziksel özelliklere, maliyete ve üretim hızına bağlı olarak değişim gösterir. Bir parçayı üretmek için genel olarak; ham madde, kalıp, ısı ve basınç ihtiyacı vardır. Kullanılan reçine ve takviye malzemesine ilave olarak, üretim yöntemi de bir kompozit yapının nihai özelliklerini belirlemede önemli rol oynar [23].

Şekil 2.7.'de tek yön prepreg kompozit malzemelere ait gerilme gerinim grafiği paylaşılmıştır.

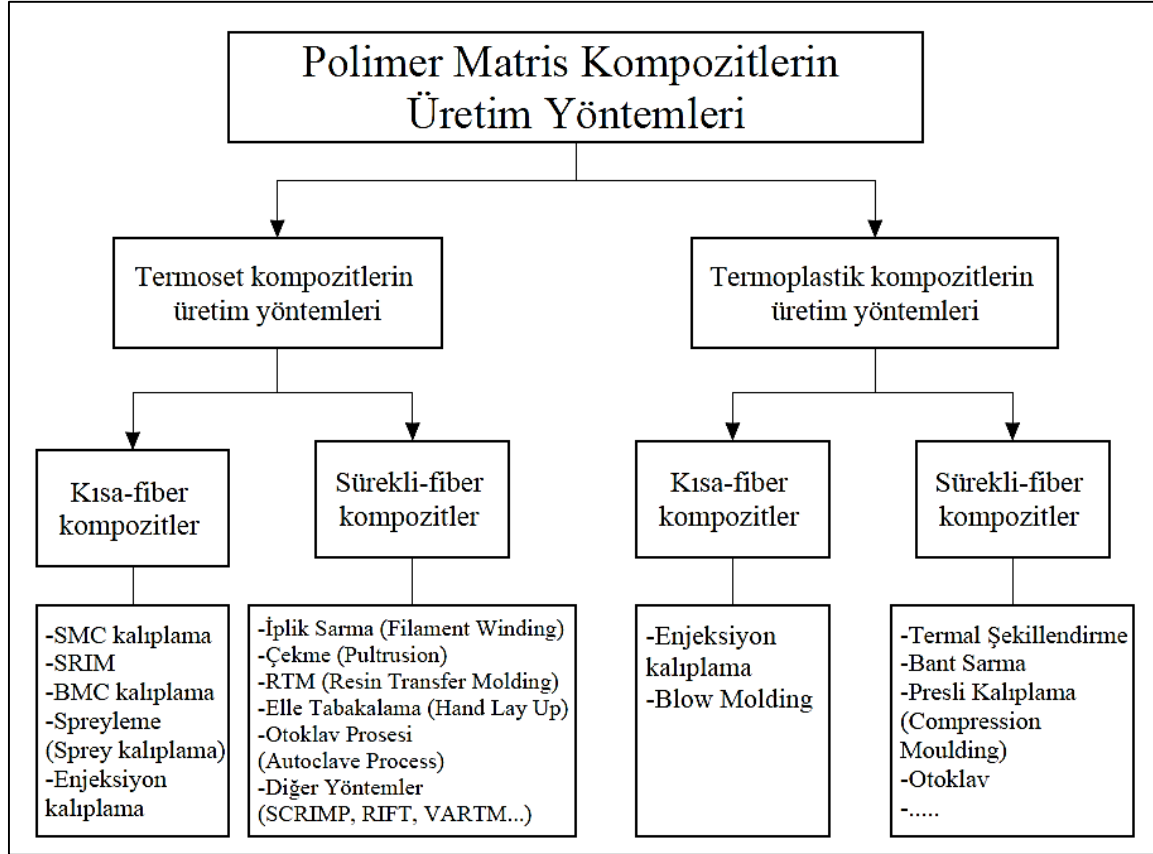


Şekil 2.7. Tek yön (U/D) prepreg malzeme için gerilme-gerinim eğrisi

Kompozit takviye elemanlarından biri olan karbon (grafit) elyaf, çok yüksek elastisite modülü değerlerine sahip olduğu için uzun ve esnek kapağın tasarımında kullanılabileceği düşünülmüştür. Yapılan bu çalışmadaki tüm analizlerde reçine emdirilmiş tek yön karbon elyaf (prepreg) malzemenin mekanik özellikleri kullanılmıştır.

2.3.3. Polimer matris kompozitlerin üretim yöntemleri

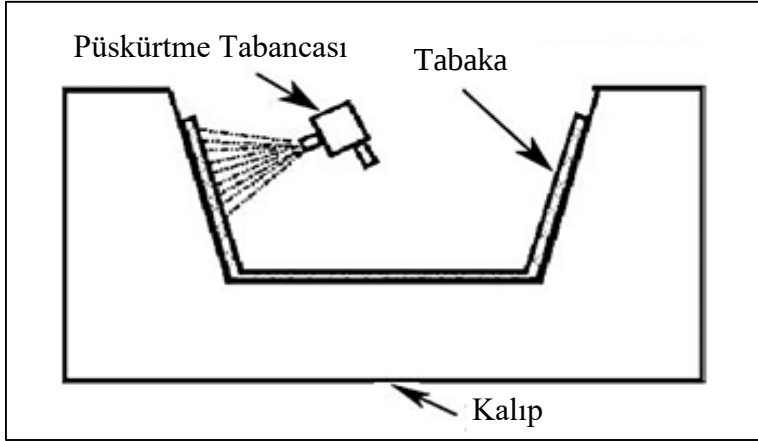
Seçilecek üretim yöntemi; takviye malzemesine (elyaf), matris malzemeye (reçine), parça şekline, istenen mekanik ve fiziksel özelliklere, maliyete ve üretim hızına bağlı olarak değişim gösterir. Bir parçayı üretmek için genel olarak; ham madde, kalıp, ısı ve basınç ihtiyacı vardır. Kullanılan reçine ve takviye malzemesine ilave olarak, üretim yöntemi de bir kompozit yapının nihai özelliklerini belirlemede önemli rol oynar [23]. Şekil 2.8.'de polimer matris kompozitlerin üretim yöntemleri şeması paylaşılmıştır.



Şekil 2.8. Kompozit malzemelerin üretim yöntemleri [23]

Sprey kalıplama/Püskürtme

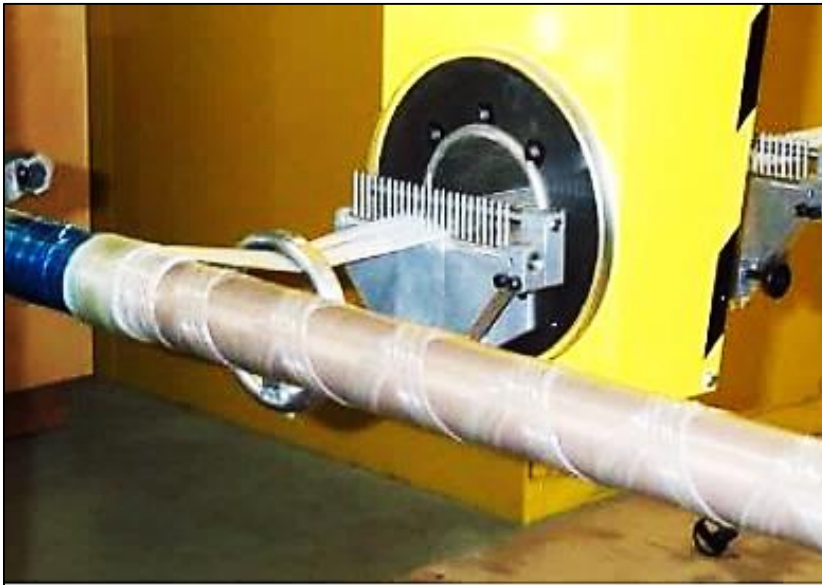
Püskürtme yöntemi, elle yatırma yöntemi gibi tek kalıp kullanılan bir yöntemdir. Takviye malzemesi ve matris malzemesi aynı anda kalıp üzerine bir tabanca yardımıyla püskürtülür. Hızlı bir üretim yöntemi olduğundan dolayı deniz araçlarının gövdelerinin üretiminde sıkça kullanılmaktadır. Kullanılan tabanca, haznesine gelen takviye malzemesini kırıp reçine-katalizör karışımıyla birlikte kalıbın üzerine püskürtmektedir. Püskürtme yöntemine ait bir görsel Şekil 2.9’de görülmektedir [24].



Şekil 2.9. Püskürtme yöntemi [24]

İplik sarma (Filament winding)

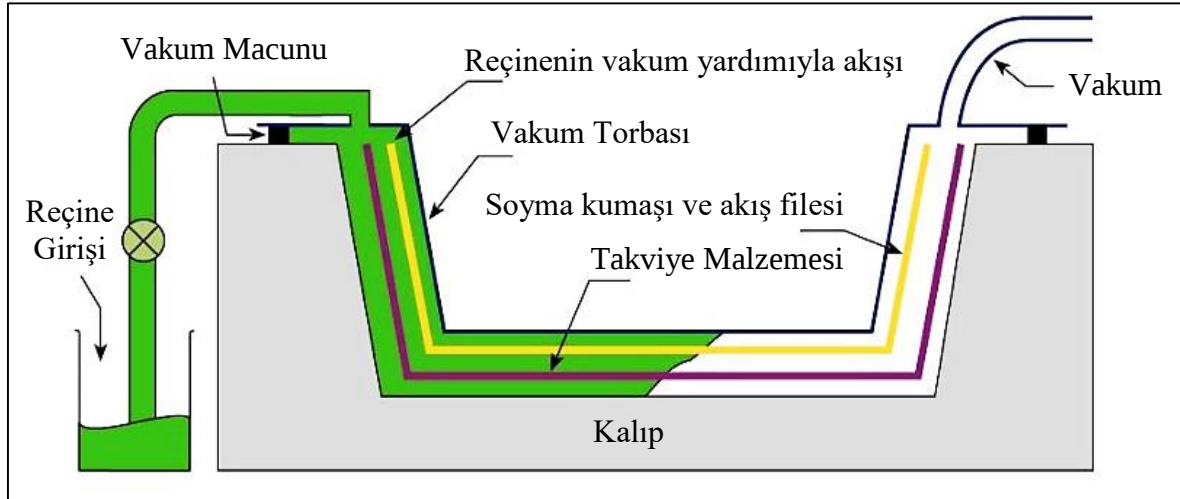
Filaman sarım yöntemi, son 30 yıldır bilinmekte ve kullanılmaktadır. Bazı kompozit yapıların üretim maliyetlerini had safhada düşürmektedir. Kompozit borular, profiller, basınçlı tanklar, roket gövdeleri, kimyasal tanklar gibi ürünlerin üretiminde filaman sarım yöntemi kullanılmaktadır. Reçine emdirilmiş fiber takviye malzemeleri mandren adı verilen kendi eksenini etrafında dönen bir kalıp üzerine ihtiyaca göre belirlenen açıda sarılmaktadır, istenilen kalınlığa ulaşıldıktan sonra otoklav ya da fırın yardımıyla yapının katılaşması sağlanmaktadır. Filaman sarım yöntemine ait bir görsel Resim 2.11’de görülmektedir.



Resim 2.11. Filaman sarma makinası

Vakum destekli reçine infüzyon prosesi

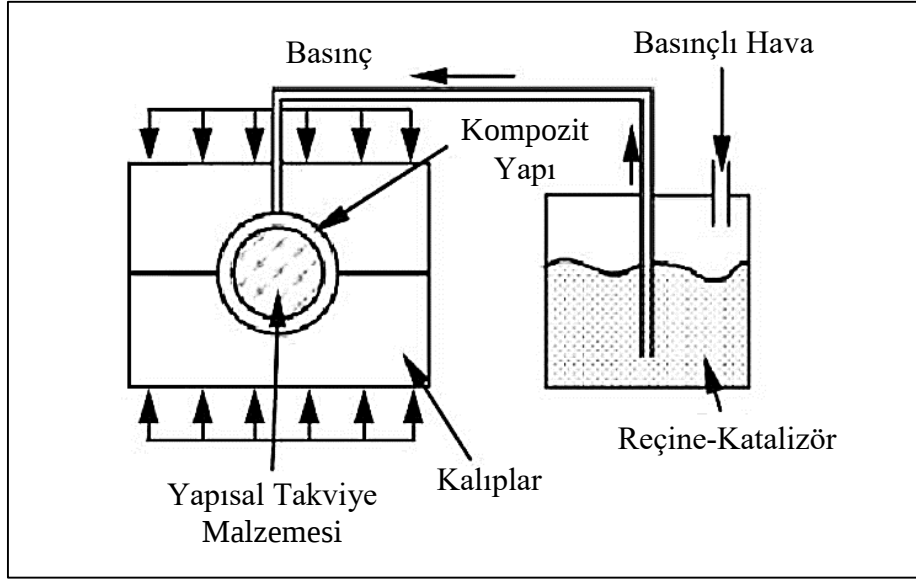
Vakum infüzyon yöntemi, genellikle reçine transfer metoduna (RTM) benzetilmektedir. RTM'nin aksine vakum infüzyon yönteminde tek yönde kalıp kullanılmaktadır. RTM yönteminde kullanılan ikinci kalıbın yerini, vakum infüzyon yönteminde elastik poşet almaktadır. Kuru halde bulunan takviye malzemeleri, kalıp içerisine yerleştirilir ve belirlenen kanallar içerisinden vakum (ters basınç) ile reçine tankından reçine-katalizör karışımı kalıp içerisine çekilmiş olur. Kompozit yapının üretimi için kullanılan tek seferlik sarf malzemelerden dolayı seri üretimde maliyetlerin çok yüksek olduğu bir üretim yöntemidir. Vakum infüzyon yöntemine ait bir görsel Şekil 2.10'da görülmektedir [38, 37, 39].



Şekil 2.10. Vakum infüzyon şematik gösterimi [25]

Reçine transfer kalıplama (Resin transfer molding, RTM)

Reçine transfer kalıplama yöntemleri elle yatırma sistemlerine göre daha hızlı ve uzun ömürlüdür. Şekil 2.11.'de görüldüğü gibi bu yöntemde iki parçalı kalıp kullanmak gereklidir. İki kalıp arasına elyaf katmanları istenilen şekilde sıralanır. Kalıplar kapandıktan sonra arada kalan boşluğa basınç altında epoksi verilir. Karmaşık parçaların üretiminde tercih edilen bir yöntemdir. Concorde uçaklarında, F1 arabalarında bazı parçalar bu yöntemle hazırlanmaktadır.



Şekil 2.11. Reçine transfer yöntemi [24]

Pultrüzyon (Pultrusion)

Pultrüzyon işlemi çelik profil çekilirken kullanılan extrüzyon yönteminin kompozit için tasarlanmış halidir. Bu yöntem ile sürekli beslenen elyaf veya takviye malzemesi reçine banyosu içerisinde geçirilerek, 120-150 °C'ye ısıtılmış krom kaplanmış parlak çelikten yapılmış şekillendirme kalıbından çekilerek sertleştirilip şekil verilir. Düşük maliyetli üretim yöntemidir ve kullanılan elyafların sürekli olmasından dolayı takviye yönünde mekanik mukavemet değerleri çok yüksektir. Ancak enine mukavemet değerlerini arttırmak için özel dokumalar kullanmak gerekmektedir.

Otoklav pişirme (Autoclave cure)

Otoklav üretim yöntemi, diğer üretim yöntemlerine kıyasla üretilen kompozit yapıların mekanik olarak daha iyi özelliklere sahip olmasını sağlamaktadır. Otoklavlar ise üretilen yapıya aynı anda sıcaklık (2000 °C 'ye kadar) ve basınç (7-10 atm) verilebilmektedir. Kompozit yapının katılaşması sırasında belirli döngülerle katılaşma programları yaratılabilmektedir, böylelikle kullanılan matris malzemesinin mekanik özelliklerinden istenildiği şekilde yararlanılmaktadır. Otoklav üretim yönteminde kullanılan otoklav Resim 2.12'de görülmektedir [25].

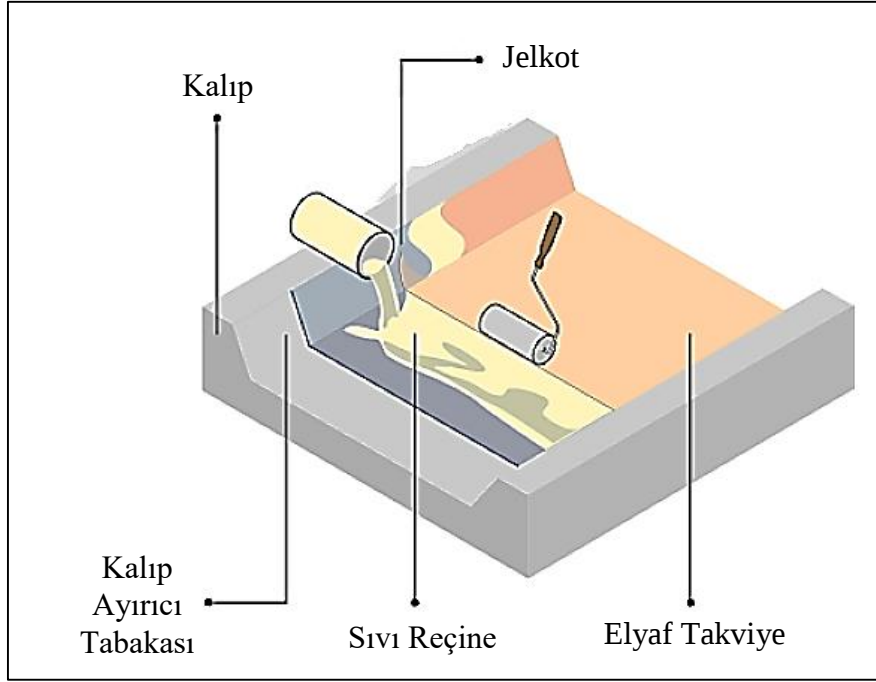


Resim 2.12. Otoklav [25]

Elle tabakalama (hand lay up/wet lay-up)

Elle tabakalama yöntemi, kompozit yapıların üretiminde en çok kullanılan üretim yöntemidir. Üretim maliyetlerinin düşük olması, üretim prosesinin diğer yöntemlere göre daha kolay olması gibi nedenlerden dolayı çok tercih edilmektedir.

Bu üretim yönteminde erkek veya dişi olan açık kalıplardan 1 tanesi kullanılmaktadır. Kalıp içerisine yerleştirilen kuru fiberlere, sertleştirici-katalizör ve reçine karışımı rulo fırçalar yardımıyla sürülüp yapı içerisinde minimum seviyede hava bırakılmaya çalışılır. Reçine-katalizör oranı ayarlanarak ihtiyaç duyulan katılaşma süresi boyunca üretim prosesi sürdürülebilir. Elle yatırma yöntemine ait görsel Şekil 2.12’de görülmektedir [26].

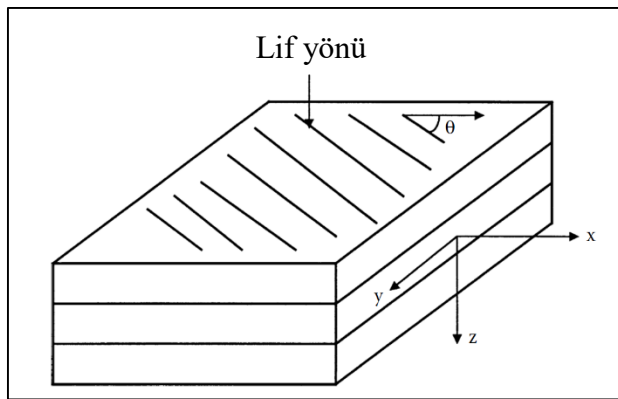


Şekil 2.12. El yatırma yönteminin şematik gösterimi [27]

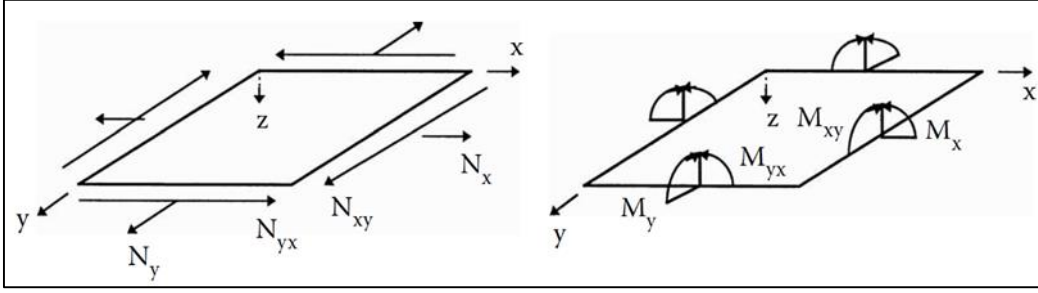
Kompozit üretim yöntemlerinden biri olan elle yatırma yöntemi, üretim maliyetlerinin düşük olması, üretim prosesinin diğer yöntemlere göre daha kolay olması gibi nedenlerden dolayı uzun ve esnek kapağın üretiminde kullanılabileceği düşünülmüştür. Tasarlanan yapı, bu üretim tekniğine göre değerlendirilmiştir.

2.3.4. Tabakalı kompozit plakların makromekaniği

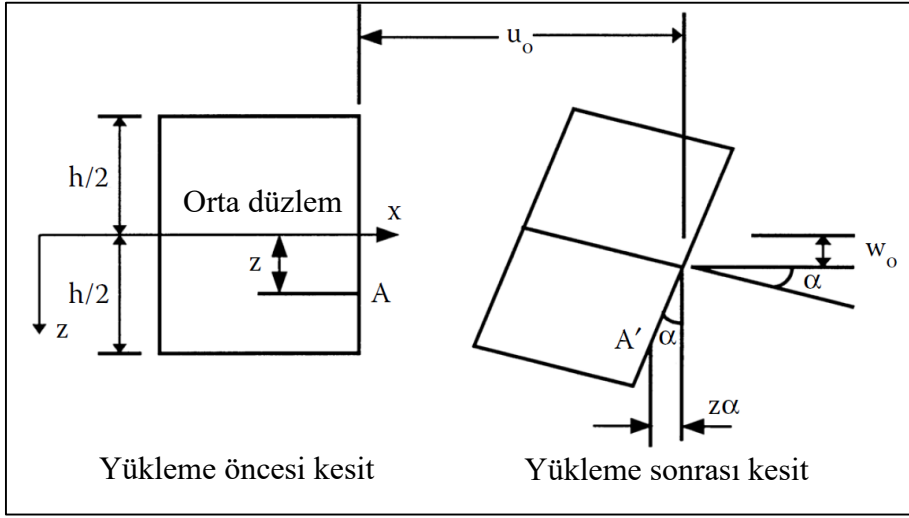
Tabakalı kompozit bir plağın gösterimi Şekil 2.13.'de görülmektedir. Şekil 2.14. ve Şekil 2.15.'de ise plakta meydana gelen kuvvetler ve yer değiştirmeler ifade edilmiştir.



Şekil 2.13. Tabakalı kompozit plağın şematik gösterimi [28]



Şekil 2.14. Tabakalı kompozit plakta meydana gelen kuvvet ve momentler [28]



Şekil 2.15. Yükleme öncesi ve sonrası yer değiştirme ve eğrilikleri arasındaki ilişki [28]

u_0 , v_0 ve w_0 = tabakalı kompozit malzemenin x, y ve z yönlerindeki orta düzlem ($z=0$) deplasmanlarını/yer değiştirmelerini göstermektedir.

Eşitlik 2.12, 2.13 ve 2.14, u , v ve w = tabakalı kompozit malzemenin kesit üzerindeki herhangi bir noktasının x, y ve z yönlerinde deplasmanlarını/yer değiştirmelerini göstermektedir.

$$u = u_0 - z\alpha \quad (2.12)$$

$$\alpha = \frac{\partial w_0}{\partial x} \rightarrow u = u_0 - z \frac{\partial w_0}{\partial x} \quad (2.13)$$

Benzer şekilde;

$$v = v_0 - z \frac{\partial w_0}{\partial y} \quad (2.14)$$

Birim uzama-deplasman bağıntıları eşitlik 2.15, 2.16 ve 2.17’de verilmiştir;

$$\varepsilon_x = \frac{\partial u}{\partial x} = \frac{\partial u_0}{\partial x} - z \frac{\partial^2 w_0}{\partial x^2} \quad (2.15)$$

$$\varepsilon_y = \frac{\partial v}{\partial y} = \frac{\partial v_0}{\partial y} - z \frac{\partial^2 w_0}{\partial y^2} \quad (2.16)$$

$$\gamma_{xy} = \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} = \frac{\partial u_0}{\partial y} + \frac{\partial v_0}{\partial x} - 2z \frac{\partial^2 w_0}{\partial x \partial y} \quad (2.17)$$

Orta düzlemdeki birim uzamalar ve eğrilikler cinsinden global birim uzamalar eşitlik 2.18’de gösterilmiştir;

$$\begin{Bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \gamma_{xy} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \frac{\partial u_0}{\partial x} \\ \frac{\partial v_0}{\partial y} \\ \frac{\partial u_0}{\partial y} + \frac{\partial v_0}{\partial x} \end{Bmatrix} + z \begin{Bmatrix} -\frac{\partial^2 w_0}{\partial x^2} \\ -\frac{\partial^2 w_0}{\partial y^2} \\ -2\frac{\partial^2 w_0}{\partial x \partial y} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \varepsilon_{x0} \\ \varepsilon_{y0} \\ \gamma_{xy0} \end{Bmatrix} + z \begin{Bmatrix} K_x \\ K_y \\ K_{xy} \end{Bmatrix} \quad (2.18)$$

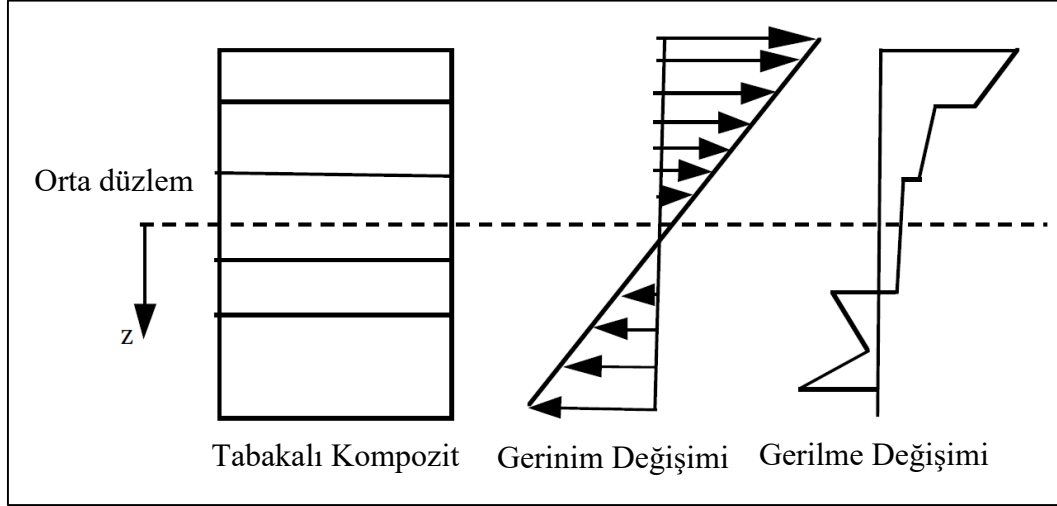
Global gerilmeler ise eşitlik 2.19 ve 2.20’de gösterilmiştir;

$$\begin{bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \tau_{xy} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \bar{Q}_{11} & \bar{Q}_{12} & \bar{Q}_{16} \\ \bar{Q}_{12} & \bar{Q}_{22} & \bar{Q}_{26} \\ \bar{Q}_{16} & \bar{Q}_{26} & \bar{Q}_{66} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \gamma_{xy} \end{bmatrix} \quad (2.19)$$

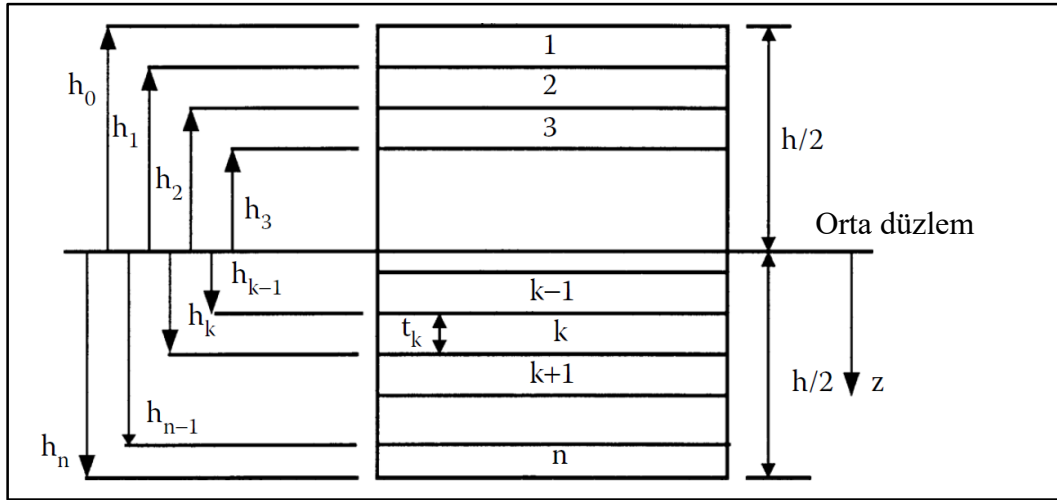
$$\begin{bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \tau_{xy} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \bar{Q}_{11} & \bar{Q}_{12} & \bar{Q}_{16} \\ \bar{Q}_{12} & \bar{Q}_{22} & \bar{Q}_{26} \\ \bar{Q}_{16} & \bar{Q}_{26} & \bar{Q}_{66} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \varepsilon_{x0} \\ \varepsilon_{y0} \\ \gamma_{xy0} \end{bmatrix} + z \begin{bmatrix} \bar{Q}_{11} & \bar{Q}_{12} & \bar{Q}_{16} \\ \bar{Q}_{12} & \bar{Q}_{22} & \bar{Q}_{26} \\ \bar{Q}_{16} & \bar{Q}_{26} & \bar{Q}_{66} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} K_x \\ K_y \\ K_{xy} \end{bmatrix} \quad (2.20)$$

$\bar{Q}$ her tabakanın mekanik özelliklerine ve açığa bağlı değiştiğinden dolayı gerilme plaka boyunca lineer değişmez sadece tabaka içinde lineer kalır. Yani orta düzlemin uzama ve eğrilik değerleri biliniyorsa global gerilmeler σ_x , σ_y , τ_{xy} değerleri üstteki gibi konuma (z) bağlı olarak bulunabilir. Dolayısı ile dönüşüm matrisi kullanılarak her tabaka için lokal gerilme ve şekil değiştirmeler bulunabilir ve hasar kriterleri uygulanabilir. Şekil 2.16.’da orta düzleme göre tabakalı kompozit plağa ait gerilme ve gerinim değişimi, Şekil 2.17.’de

ise tabakalı kompozit plaktaki katmanların koordinat konumları orta düzleme göre verilmiştir.



Şekil 2.16. Tabakalı kompozit plağın kalınlığı boyunca gerilme ve gerinim değişimi [28]



Şekil 2.17. Tabakalı kompozit plakta katmanların koordinat konumları [28]

Orta düzlemin uzama ve eğrilik değerlerinin kuvvet ve momentler cinsinden yazılması;

N_x , N_y ve N_{xy} : birim uzunluk için düzlem içi normal ve kayma kuvvetleri eşitlik 2.21’de gösterilmiştir.

$$\begin{bmatrix} N_x \\ N_y \\ N_{xy} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_{11} & A_{12} & A_{16} \\ A_{12} & A_{22} & A_{26} \\ A_{16} & A_{26} & A_{66} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \varepsilon_{x0} \\ \varepsilon_{y0} \\ \gamma_{xy0} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} B_{11} & B_{12} & B_{16} \\ B_{12} & B_{22} & B_{26} \\ B_{16} & B_{26} & B_{66} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} K_x \\ K_y \\ K_{xy} \end{bmatrix} \quad (2.21)$$

M_x , M_y ve M_{xy} : birim uzunluk için eğilme ve burulma momentleri eşitlik 2.22,

$$\begin{bmatrix} M_x \\ M_y \\ M_{xy} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} B_{11} & B_{12} & B_{16} \\ B_{12} & B_{22} & B_{26} \\ B_{16} & B_{26} & B_{66} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \varepsilon_{x0} \\ \varepsilon_{y0} \\ \gamma_{xy0} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} D_{11} & D_{12} & D_{16} \\ D_{12} & D_{22} & D_{26} \\ D_{16} & D_{26} & D_{66} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} K_x \\ K_y \\ K_{xy} \end{bmatrix} \quad (2.22)$$

Veya

$$\begin{bmatrix} N_x \\ N_y \\ N_{xy} \\ M_x \\ M_y \\ M_{xy} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_{ij} & B_{ij} \\ B_{ij} & D_{ij} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \varepsilon_{x0} \\ \varepsilon_{y0} \\ \gamma_{xy0} \\ K_x \\ K_y \\ K_{xy} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_{11} & A_{12} & A_{16} & B_{11} & B_{12} & B_{16} \\ A_{12} & A_{22} & A_{26} & B_{12} & B_{22} & B_{26} \\ A_{16} & A_{26} & A_{66} & B_{16} & B_{26} & B_{66} \\ B_{11} & B_{12} & B_{16} & D_{11} & D_{12} & D_{16} \\ B_{12} & B_{22} & B_{26} & D_{12} & D_{22} & D_{26} \\ B_{16} & B_{26} & B_{66} & D_{16} & D_{26} & D_{66} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \varepsilon_{x0} \\ \varepsilon_{y0} \\ \gamma_{xy0} \\ K_x \\ K_y \\ K_{xy} \end{bmatrix} \quad (2.23)$$

$$A_{ij} = \sum_{k=1}^n [\overline{Q}_{ij}]_k (h_k - h_{k-1}), \quad i = 1,2,6 \text{ ve } j = 1,2,6 \quad (2.24)$$

$$B_{ij} = \frac{1}{2} \sum_{k=1}^n [\overline{Q}_{ij}]_k (h_k^2 - h_{k-1}^2), \quad i = 1,2,6 \text{ ve } j = 1,2,6 \quad (2.25)$$

$$D_{ij} = \frac{1}{3} \sum_{k=1}^n [\overline{Q}_{ij}]_k (h_k^3 - h_{k-1}^3), \quad i = 1,2,6 \text{ ve } j = 1,2,6 \quad (2.26)$$

(n=tabaka sayısı).

Burada $[A]$, $[B]$ ve $[C]$ matrisleri eksenel/uzama (extensional), eksenel-eğilme (coupling), ve eğilme (bending) direngenlik matrislerini göstermektedir.

Simetrik kompozit plaklar için: $[B] = 0$. Bu durumda;

$$\begin{bmatrix} N_x \\ N_y \\ N_{xy} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_{11} & A_{12} & A_{16} \\ A_{12} & A_{22} & A_{26} \\ A_{16} & A_{26} & A_{66} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \varepsilon_{x0} \\ \varepsilon_{y0} \\ \gamma_{xy0} \end{bmatrix}, \quad \begin{bmatrix} M_x \\ M_y \\ M_{xy} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} D_{11} & D_{12} & D_{16} \\ D_{12} & D_{22} & D_{26} \\ D_{16} & D_{26} & D_{66} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} K_x \\ K_y \\ K_{xy} \end{bmatrix} \quad (2.27)$$

Coupling etkisi yok ve orta düzlemde eksenel yüklerden dolayı eğrilik, momentlerden dolayı da normal şekil değiştirmeler meydana gelmez.

Kullanılacakları yere göre büyük önem taşıyan çeşitli serim dizilimlerine sahip kompozit plakalar aşağıda anlatılmıştır.

Simetrik

Simetrik tabakanın her iki kenarının tabaka orta noktasına olan uzaklığı eşit olmalıdır. Simetrik tabaka ($0^\circ, -45^\circ, +45^\circ, 90^\circ, 90^\circ, +45^\circ, -45^\circ, 0^\circ$) ya da kısaca ($0^\circ, -45^\circ, +45^\circ, 90^\circ$)s ile örneklenebilir.

Denge (Balans)

$\theta=90^\circ$ ve $\theta=0^\circ$ fiber açılarının ters açıları sırasıyla $\theta=0^\circ$ ve $\theta=90^\circ$ derecelerdir. Balans durumundaki bir tabakanın belirli bir malzeme özelliğine, fiber yönüne ve kalınlığa sahip plaka ile o kompozit tabaka içerisinde malzeme özellikleri ve kalınlıkları aynı, ancak fiber yönü ters ayrı bir plakanın olması gerekir. Denge tabakası ($90^\circ, -45^\circ, 0^\circ, 45^\circ$) ve ($90^\circ, 60^\circ, 30^\circ, -30^\circ, 0^\circ, -60^\circ$) ile örneklenebilir.

Açı kat

Açı kat kompozit plakada her katmana ait fiberler $-\theta$ ve θ açılarında yerleşmiştir. Açı kat tabaka ($60^\circ, -60^\circ, 60^\circ, -60^\circ$) ya da kısaca ($60^\circ, -60^\circ$)₂ ile örneklenebilir.

Çapraz kat

Çapraz kat kompozit tabakada her katmana ait fiber açıları $\theta=0^\circ$ ve $\theta=90^\circ$ 'dir. Çapraz kat tabaka ($0^\circ, 90^\circ, 0^\circ, 90^\circ$) ya da kısaca ($0^\circ, 90^\circ$)₂ ile örneklenebilir.

Yarı izotropik

Yarı izotropik kompozit tabakayı oluşturan katmanların fiber açıları (θ) $0^\circ, -45^\circ, +45^\circ, 90^\circ$ açılarında ve simetriktir. Bu tabakalar aynı zamanda balans özelliği taşır. Yarı izotropik tabaka ($0^\circ, 90^\circ, +45^\circ, -45^\circ$)s, ($-45^\circ, 90^\circ, +45^\circ, 0^\circ$)s ve ($90^\circ, -45^\circ, 0^\circ, +45^\circ$)s ile örneklenebilir.

3. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Yapısal optimizasyon tabanlı endüstriyel tasarım için literatürde yer alan yapısal optimizasyon, modal analiz ve kompozit malzemeler ile ilgili konular araştırılmıştır.

3.1. Yapısal Optimizasyon ile İlgili Yapılan Araştırmalar

Juan Pablo Leiva, yaptığı çalışmada yapısal optimizasyon teknikleri kullanılarak bir araba gövdesinin direngenliğinin çok fazla kütle eklenmeden büyük ölçüde arttırılabileceğini göstermiştir. Juan Pablo Leiva optimizasyon için GENESIS yazılımını kullanmıştır [12].

Ravi Hanumantha Rao, çalışmasında uygun güçlendirici tasarımı ile yakıt deposu kabuğu direngenlik performansının arttırılabileceğini ayrıca bunu yaparken iç bölmelerin kaldırılması mümkün olacağı için, tankların iç bölmelerinin kullanımıyla ilişkili riskleri önlerken ağırlık ve maliyetinin azaltılabileceği sonucuna varmıştır. Ravi Hanumantha Rao optimizasyon için HyperWorks yazılımını kullanmıştır [29].

Sagar Darge, S.C. Shilwant ve S. R. Patil, yaptıkları yapısal optimizasyon çalışmasında bir süspansiyon koluna topografya optimizasyonu ile yaptıkları güçlendirici formu ile yapının direngenliğini arttırmışlardır. Eski tasarıma oranla hem gerilme seviyelerini azaltmış hem de yapının mod 1 frekansını arttırmışlardır. Parçanın tasarımı için Unigraphics, optimizasyon için ise Altair HyperWorks yazılımını kullanmışlardır [15].

Ayan Dutta, çalışmasında topografya optimizasyonu kullanarak bir otomobil kapısının frekansını %10 oranında arttırarak yapının direngenliğini arttırmıştır. Ayrıca ortaya çıkan geometrinin üretilebilirliği de güçleştirilmemiştir. Ayan Dutta optimizasyon için HyperWorks yazılımını kullanmıştır [14].

Balkan, yaptığı çalışmada N3/M3 ticari araç koltuğunun çeşitli bölümlerini optimize ederek hafiflik ve dayanıklılık elde etmiştir. Bu çalışmada Altair HyperWorks programının OptiStruct arayüzünden yararlanmış ve ağırlıklı olarak topografya optimizasyonunu kullanmıştır. Çalışma sonucunda sürücü koltuğunda 3818 gramlık hafiflik elde etmiş ve koltuğun genel ağırlığı dikkate alındığında ağırlık azalması ~%7'yi göstermiştir [30].

Arslan, çalışmasında yeni nesil yapısal optimizasyon teknikleri kullanılarak yolcu koltuklarında kullanılan orta konsol mekanizmasında iskelet yapısının hafifletilip ve aynı zamanda da güçlendirme formlarının uygulanması ile daha dayanımlı ve daha hafif bileşenlerin üretilebileceği bilgisine ulaşmıştır. Çalışmada ayrıca aynı iskelet yapısına topografya optimizasyonu uygulanarak form güçlendirilmesi yapılmıştır. Ve daha düşük kalınlıkta sac malzemelerin kullanılmasıyla hafiflik sağlanabileceği ve aynı stres ve deplasman değerlerine ulaşılabilceği bilgisi elde edilmiştir [31].

D. Costi vd. 2011 yılında yaptıkları çalışmada otomobil kaputunun topoloji, topografya, topometri ve boyut optimizasyonu yapılarak referans olarak alınan otomobili hafifletilmeye ve bu sayede emisyon kirliliğinin önüne geçilmeye çalışılmıştır [32].

Detlef Schneider ve Thomas Erney bir optimizasyon problemi çözümünde birden fazla optimizasyon tekniğini bir arada kullanmışlardır. Çalışmada Mercedes-Benz C-Class aracın kaputu incelenmiştir. Kaputun sonlu elemanlar modeli oluşturulmuş ve kaputa gelen yükler tanımlanmıştır. Tüm yüklerin etkisi altında kaputun esnekliğinin minimize edilmesi amaç fonksiyonu olarak seçilmiştir. Tanımlanan yüklere göre otomobil kaputunun iç paneline topografya ve topoloji optimizasyonu uygulanmıştır. İç panelde yapılan bu çalışmada topografya ve topoloji optimizasyonunun birlikte kullanılmasıyla, ileride bu konuyla ilgili yapılacak çalışmalar için ışık tutacak yönde olumlu sonuçlar verdiği görülmüştür [33].

Menon ve arkadaşları çalışmalarında arkadan çarpma ve emniyet kemer çekme özelliklerini bulunduran bir koltuk geliştirmek için koltuk yanal elemanına topografya optimizasyonu yapmışlardır. Amaç fonksiyonunu, yanal elemanın üst noktasındaki hareket değişiminin en az ve elemanın ilk 4 mod frekansının en yüksek olması olarak tanımlamışlardır. Daha sonra elde edilen yeni geometriye Hyperform şekil verilebilirlik analizi uygulamışlardır. Optimizasyon sonuçları ile elde edilen yeni geometri sayesinde aynı gereksinimleri sağlayan yanal elemanda %25 ağırlık azaltılması sonucunu elde etmişlerdir [34].

Polavarapu ve arkadaşları çalışmalarında ECE17 regülasyonunu sağlayan koltuk için, üretimi döküm olarak yapılacak sırt iskeleti yapısına şekil ve topoloji optimizasyonu uygulayarak ağırlık azaltmayı amaçlamışlardır. Optimizasyon sonucunda elde ettikleri koltuk geometrisiyle ilk tasarıma göre %29'luk bir hafifletme sağlamışlardır. Tasarım için CATIA, optimizasyon için ise HyperMesh yazılımını kullanmışlardır [35].

Öztürk ve arkadaşları bir araç koltuğu ayağına gelen yükleri tespit ederek yapıya topoloji optimizasyon uygulaması yapmışlardır. Optimizasyon sonucunda yenilenen koltuk ayağı parçası için %20,5'lik bir ağırlık iyileştirilmesi elde edilmiştir [36].

Gleich ve arkadaşları otobüs yolcu koltuklarının tasarımında fiber takviyeli kompozit malzeme kullanımı üzerine çalışmışlardır. Malzemenin seçimi hususunda kıstas olarak ağırlık azaltılması, fiyat düşürülmesi, üretilebilir olması ve prototip maliyetinin düşük olmasını göz önünde bulundurmuşlardır. Güncellenen koltukta yaklaşık %40 ağırlık azaltması yapılmıştır [37].

Polavarapu tezinde üretim yöntemi döküm tercih edilecek olan ön koltuk sırt iskeleti için, çarpışma sırasında meydana gelen yükler altında optimizasyon çalışması gerçekleştirmiştir. Çalışmalar sonunda sırt iskeletinin ağırlığı ilk tasarıma göre %12,95 azaltılmıştır [38].

Yıldız ve arkadaşları yaptıkları çalışmada, kalıp tasarım işlemlerini optimize etmek için analiz tabanlı şekil optimizasyonu tekniğini kullanmışlardır. Bu çalışmada optimizasyon için OptiStruct, analizler için ise RADIOSS ve ABAQUS yazılımlarını kullanmışlardır [39].

Yıldız ve arkadaşları yaptıkları çalışmada, taşıt elemanları tasarımının topoloji optimizasyonu kullanımı ile optimum şekilde tasarlanabileceğini, ön süspansiyon sistemlerinde bulunan salıncak kolu ve motor bağlantı parçası örnek çalışmaları ile anlatmışlardır. Çalışmalarında ANSYS yazılımını kullanmışlardır [40].

Toğan ve Daloğlu yaptıkları çalışmada, üç boyutlu kafes sistemlerin ağırlığını en aza indirgeyecek şekilde genetik algoritma ile şekil ve boyut optimizasyonu yaparak incelemişlerdir [41].

3.2. Modal Analiz ve Kompozit Malzemeler ile İlgili Yapılan Araştırmalar

Genellikle yüksek mukavemet/ağırlık oranı ve direngenlik/ağırlık oranı gibi üstün özelliklere sahip olmaları nedeniyle uzay, otomotiv, denizcilik ve inşaat gibi birçok alanda kullanılıp metallerin yerini almaya başlayan elyaf takviyeli kompozitlerde son 20-30 yıl içinde yapılan çalışmalarda ciddi bir artış meydana gelmiştir. Buna karşın bu malzemelerin

kullanımlarının yaygınlaşması ile yeni problemler ortaya çıkmaktadır. Bu problemlerden en önemlisi kompozit malzemelerin titreşim davranışlarıdır [42].

T. Özben ve H. Kılıç, katman yapısı simetrik olan karbon ve cam elyaf ile epoksi reçineye sahip kompozit yapıların hem deneysel hem teorik olarak modal analizlerini yapmışlardır. Cam elyaf ile üretilen numunelerden daha yüksek elastisite modülüne sahip karbon elyafı numunelerin daha yüksek doğal frekansları olduğu sonucuna ulaşmışlardır [43].

Şakar ve arkadaşları, hazırladıkları sandviç panellerde, yönelim açıları ve katman sayısının kompozit yapının dinamik davranışına etkisini gözlemlemişlerdir. Üretilen panellerin mod şekilleri ve doğal frekansları hem deneysel olarak hem de ANSYS programıyla nümerik olarak belirlenmiştir [44].

G. Atlıhan, 16 serimden oluşan farklı yönelim açılara sahip delaminasyonlu kompozit yapılarda hesaplamalı ve deneysel modal analiz çalışmıştır. Oryantasyon açısı değişimi ve delaminasyon durumuna göre yapıların dinamik davranışlarını gözlemlemiştir. Analiz çalışmaları için ANSYS yazılımını kullanmıştır [45].

R. Gibson, fiber takviyeli kompozit malzemelerin dinamik davranışlarının belirlenmesi için kullanılan modal analiz yöntemlerini, belirlenen parametreleri ve temel olarak bu parametrelerin ne gibi etmenlerle değişeceğini açıklamıştır [46].

İ. Yeşilyurt ve H. Gürsoy çalışmalarında, tek yönlü kompozit olarak üretilen bir çubuğa modal analiz uygulayarak, ortaya çıkan verilerle malzemenin mekanik özelliklerini saptamaya yönelik yaklaşımlarda bulunmuşlardır [47].

P. J. Soni ve N. G. R. Iyengar, tabakalı kompozit plaklarda düşük deplasman ve yüksek dayanım amacıyla, oryantasyon açılarını değiştirerek en uygun tasarım çalışmasını yapmışlardır. Tabaka yerleşimlerini açılı tabaka, simetrik olmayan ve simetrik açılı tabaka şeklinde incelemişlerdir [48].

Yağcı, anti-simetrik ve simetrik olarak istiflenmiş tabakalı ince kompozit plakların, tabaka düzlemine dik yükleme koşulu altındaki eğilme tepkilerini gözlemlemiştir. Değerlendirilen plakta ortotropik ile izotropik malzeme türleri kullanılmıştır. MATHEMATİCA adlı

bilgisayar programı yardımıyla, çözüm için bir bilgisayar programı hazırlanıp, sonuçlar sonlu elemanlar yöntemine dayalı çözüm yapan ANSYS paket programı ile elde edilen sonuçlarla karşılaştırılmıştır. [49].

Ateş, kalın kompozit plakların çapraz tabaka diziliminde ve düşey yükler altında statik analizlerini sonlu elemanlar tekniğiyle incelemiştir. Ateş bu çalışmada FORTRAN yazılımını kullanmıştır [50].

Pal, Berger analizlerinden faydalanarak farklı sıcaklık dağılımları ve sınır koşullarına göre dikdörtgen plakların büyük genlikli serbest titreşim tepkilerini incelemiştir [51].

Lee ve arkadaşları, dikdörtgen geometriye sahip tabakalı kompozit plakların simetrik yerleştirilmiş haldeki serbest titreşim tepkilerini, birinci mertebeden anizotropik kayma deformasyon plak teorisinden faydalanarak yineleyici Kantoroviç tekniği ve Rayleigh Ritz tekniğiyle incelemiştir. Deneysel sonuçlar ile sayısal sonuçlar kıyaslanmıştır [52].

Kumar ve arkadaşları, farklı oryantasyon açılarına sahip tabakalı kompozit plakların serbest titreşim tepkilerini zik-zak fonksiyonuna sahip yüksek mertebeden kayma deformasyon modelinden faydalanarak incelemiştir [53].

Khorshid ve Farhadi, sıvı ile temaslı tabakalı dikdörtgen kompozit plakların hidrostatik titreşim analizini Rayleigh-Ritz yöntemini kullanarak yapmıştır. Elde ettikleri sayısal verileri kullanarak, kalınlık oranı, en-boy oranı, sınır koşulları, oryantasyon açıları gibi farklı değişkenlerin sonuca etkilerini detaylı bir şekilde araştırmışlardır [54].

Choudhury ve arkadaşları, kompozit plakları termomekanik yük etkisinde analiz ederken, tabaka rijitlik ve tabaka oryantasyon açısı değişimlerinin düşey yer değiştirmeler üzerine etkilerini incelemişlerdir. Çalışmalarında ANSYS yazılımını kullanmışlardır. [55].

Dutucu çalışmasında, orta bölgesinde delik bulunduran dikdörtgen geometriye sahip kompozit plakalar üzerinde lif yönelim açılarına bağlı olarak kritik burkulma yüklerini sayısal açıdan incelenmiştir. Çalışmalarında ANSYS yazılımını kullanmışlardır [56].

Vatangül çalışmasının ikinci aşamasında farklı oryantasyon açılarına sahip kompozit numunelerin yük altındaki davranışlarını ve dayanımlarını nümerik olarak incelemiştir. Çalışmalarında ANSYS yazılımını kullanmışlardır [57].

Eryiğit, üzerinde dairesel delik bulunan tabakalı kompozit numunelerde deliğin konumu ve boyutlarının yanal kritik burkulma yüküne olan etkilerini farklı lif yönelim açılarını dikkate alarak araştırmıştır. Çalışmalarında ANSYS yazılımını kullanmışlardır [58].

Baba, kompozit plakalarda sınır şartı, delaminasyon boyutu, delaminasyonun yeri ve fiber yönelim açıları gibi parametrelerin plaka burkulma davranışı üzerine etkisini incelemiştir [59].

Gür ve arkadaşları, pim bağlantılı tabakalı kompozit plakalarda lif yönelim açısındaki değişimin numunenin hasar yükleri ve hasar tipleri üzerine etkisini incelemişlerdir [60].

3.3. Literatürde Yapılan Çalışmaların Değerlendirilmesi

Yapılan literatür araştırmasında yapıların dayanımlarını arttırmak için pek çok çalışmanın yapıldığı ve halen yapılmakta olduğu gözlenmiştir. Literatürde yapılan çalışmalara bakıldığında, araştırmaların büyük bölümünün yapıların ağırlık/dayanım oranını düşürmek üzere olduğu görülmektedir. Bu amaç doğrultusunda yapısal optimizasyon tekniklerinin kullanımı günden güne artmaktadır. Gerçekleştirilen kaynak araştırmasında özellikle otomotiv sektöründe kullanılan parçalar için topoloji ve topografya optimizasyon yöntemlerinin etkin olarak kullanıldığı tespit edilmiştir.

Literatürde tabakalı kompozit malzemelerin uygun tasarımı için pek çok çalışmanın yapıldığı ve halen yapılmakta olduğu gözlenmiştir. Bu çalışmalarda tabakalı kompozit malzeme davranışının; fiber yönelim açısı, tabaka kalınlığı ve sayısı, delaminasyon, sıcaklık, simetrik ya da simetrik olmayan dizilim gibi birçok farklı parametreye bağlı olarak incelendiği görülmüştür.

Araştırmalar sonucunda; gerek yapısal optimizasyon gerek kompozit malzeme üzerine yapılan çalışmaların birçoğunda, parça davranışının incelenmesi için modal analiz yöntemi kullanıldığı tespit edilmiştir.

Yapılan bu çalışmada tasarlanan parçanın savunma sanayinde kullanılması, endüstriyel tasarım ürünü olması ve tabakalı kompozit malzemeden yapılmış olması, parçaya hem topografya optimizasyonu uygulanması hem de malzeme karakteristiğine göre yapının sistemdeki davranışının incelenmesi literatürde yapılan diğer çalışmalara göre farklılığını yansıtmaktadır.

4. MALZEME VE YÖNTEM

Bu çalışma, uzun ve esnek bir kompozit kapak tasarımı için, belirlenen tasarım değişkenlerinin (kaburga geometrisi ve fiber oryantasyon açısı) ürün ağırlığına ve direngenliğine etkilerini ortaya koyma hedefiyle yapılmıştır. Yapılan çalışmalar aşağıda belirtilen sıralama ile gerçekleştirilmiştir;

- Amaç fonksiyonu
- Tasarım değişkenleri
- Sınır koşulları
- Malzeme bilgileri
- Başlangıç tasarım modeli
- ANSYS yazılımı ile modal analiz
- GENESIS yazılımı ile topografya optimizasyonu
- Optimum tasarım modeli
- Başlangıç tasarımı, geleneksel tasarımlar ve optimum kapak tasarımı
- Fiber oryantasyon açısı

adım adım ilerleyen çalışma bu ve benzeri uzun esnek elemanların direngenliğini ortaya koymak için yol gösterici olmuştur. Her bir aşaması ve kapsamı alt başlıklar halinde incelenmiştir.

4.1. Amaç Fonksiyonu

Koruyucu kapağın direngenliğinin artırılması optimizasyon çalışmasının amacıdır. Bu da mevcut yapı için minimum malzeme ile üzerine düşen yüklere karşı rijit davranış gösterebilecek bir tasarım elde etmekle sağlanabilecektir.

4.2. Tasarım Değişkenleri

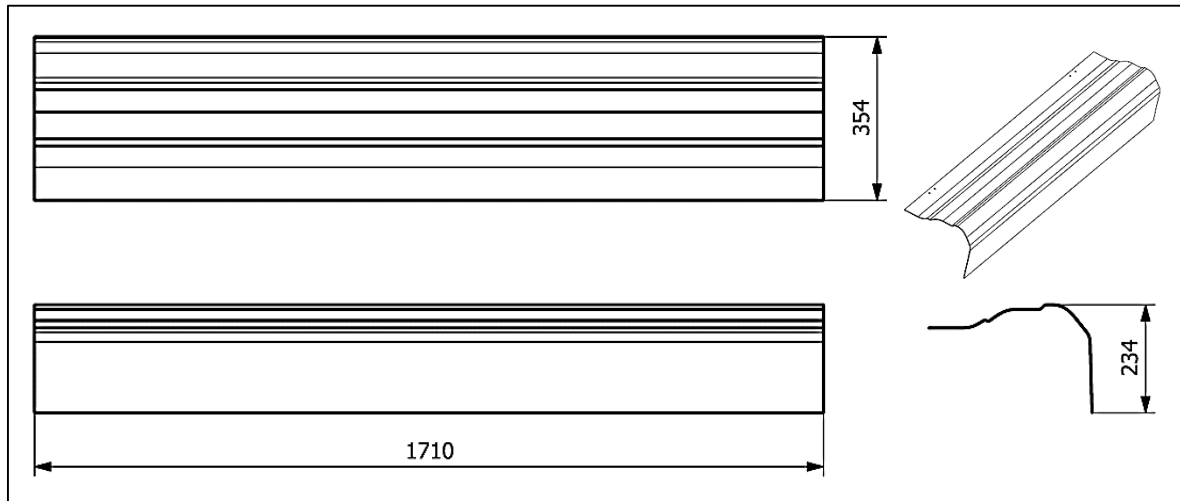
Bu çalışmadaki tasarım değişkenlerinden ilki yapının şeklidir. Optimizasyon probleminde tasarım geometrisinin değişimi amaca yaklaşmamıza da uzaklaşmamıza da sebep olabilir. Burada belirleyici faktör yapı için en uygun tasarım formunu oluşturmaktır.

Her yapının bir doğal frekansı vardır. Mod olarak tanımlanan bu frekanslar yapının dinamik karakteristiğinin belirlenmesinde kullanılır. Yapının doğal frekansının, aynı frekansa sahip bir etki ile çakışmasında rezonans durumu ortaya çıkar. Formülde (eşitlik 2.11) görüldüğü gibi yapının şekli değiştikçe ağırlık merkezi ve ataleti de değişecektir. Optimum geometri ile beraber yapının en yüksek doğal frekansı belirlenecektir. Kompozit kapağın çalışma sistemini bileşik (fiziksel) sarkaç sistemi gibi düşünecek olursak sistemin doğal frekansı eşitlik 2.11'deki gibi olur.

Tabakalı kompozit malzemelerin tasarımı için fiber yönelim açısı üretilecek yapının mekanik özelliklerinin belirlenmesinde büyük önem arz etmektedir. Parçanın sistemde karşılaşacağı zorlanmalara karşı en uygun davranışı göstermesi gerekir. Bu nedenle tasarlanan kompozit kapak için fiber serim açısı bir diğer tasarım değişkeni olarak değerlendirilmiştir.

4.3. Tasarım Kısıtları

Bu çalışmada tasarım kısıtı; parça boyutlarıdır. Sistemde kaplayacağı yerin en az (sırasıyla; en, boy, yükseklik) 354x1710x234mm ölçülerinde sınırlı kalması istenmiştir (Şekil 4.1).



Şekil 4.1. Uzun ve esnek kapak boyutları

4.4. Malzeme Bilgileri

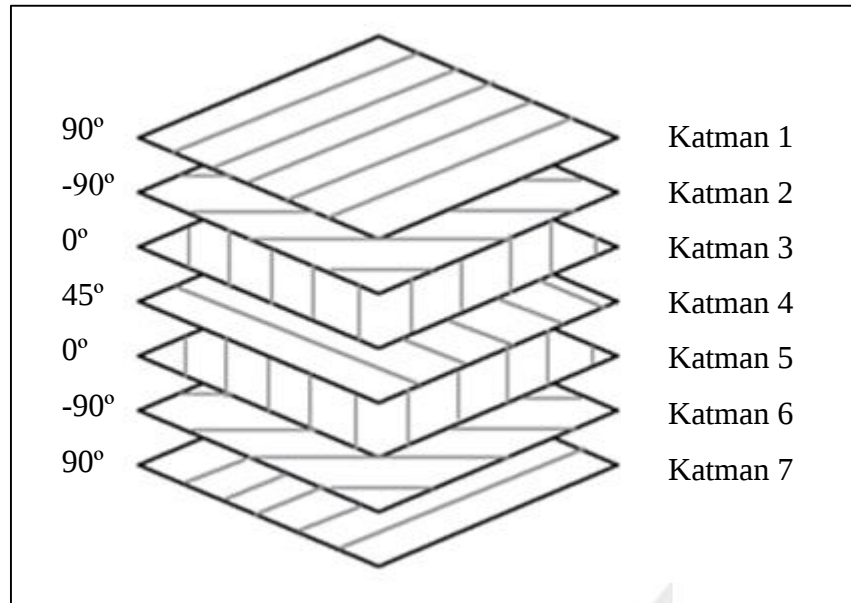
Parçanın kullanım koşullarına göre, parça üzerindeki titreşim yükleri etkisinin azaltılması

için reçine emdirilmiş tek yön karbon elyaf (prepreg) malzemeler kullanılarak her bir serim katmanında farklı serim açıları belirlenmiştir. Serim açısı dizilimleri tabakalı kompozitlerin tasarım kuralları ana başlığı altında literatürde yerini alan kurallar kullanılarak yapılmıştır [61, 62, 63]. Bu şekilde dayanım artışı olması hedeflenmiştir. Malzemenin mekanik özellikleri Çizelge 4.1’de verilmiştir.

Çizelge 4.1. Tek yön karbon/epoksi prepreg malzeme özellikleri

	Sembol	Birim	Karbon Prepreg
Elastisite Modülü (0°)	E_1	GPa	121
Elastisite Modülü (90°)	E_2	GPa	8,6
Kayma Modülü	G_{12}	GPa	4,7
Poisson Oranı	ν_{12}	-	0,27
Yoğunluk	-	g/cc	1,49

Çok katmanlı kompozit levha farklı yönde fiber doğrultularına sahip ortotropik tek katmanlı kompozit plakaların Şekil 4.2’deki gibi simetrik olacak biçimde üst üste getirilmesiyle oluşturulmuştur.



Şekil 4.2. Kompozit malzeme serim açıları

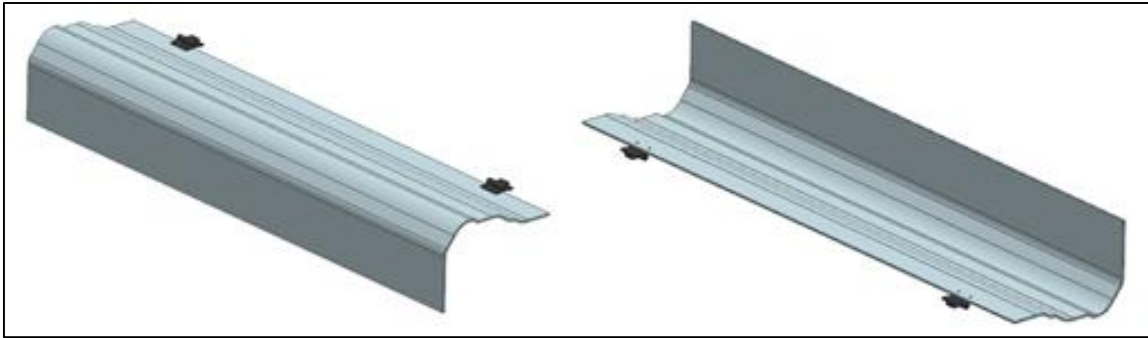
Her bir katman kalınlığı 0.48mm olacak şekilde toplamda 7 kat serim yapılmıştır. Katman sayısı ve serim yönleri ise Çizelge 4.2’de gösterilmektedir.

Çizelge 4.2. Kompozit malzeme katman sayısı ve serim açıları

	SERİM AÇISI
Katman 1 (0.48mm)	90°
Katman 2 (0.48mm)	-90°
Katman 3 (0.48mm)	0°
Katman 4 (0.48mm)	45°
Katman 5 (0.48mm)	0°
Katman 6 (0.48mm)	-90°
Katman 7 (0.48mm)	90°

4.5. Başlangıç Tasarım Modeli

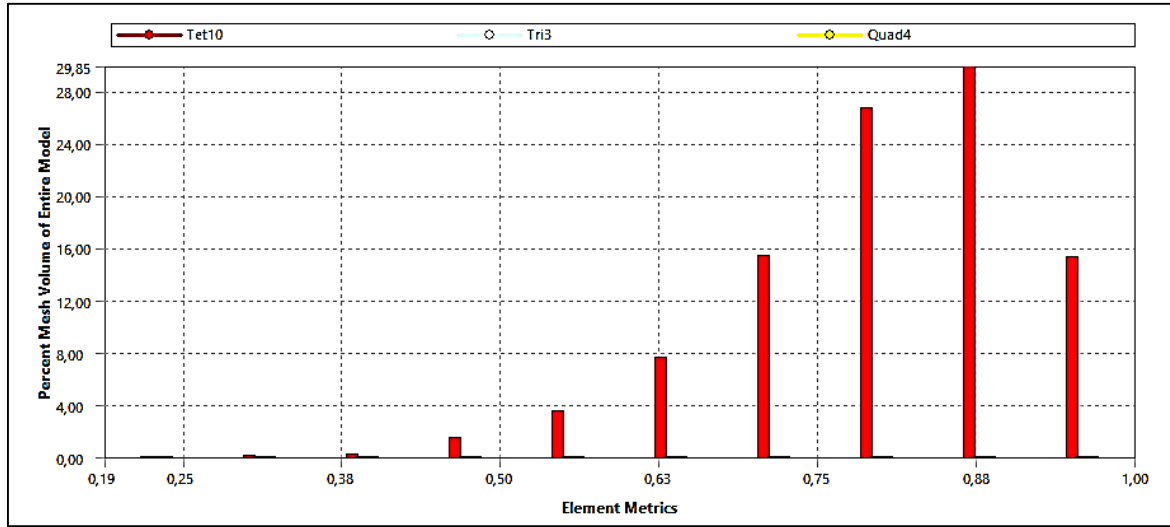
Kapak ilk olarak kaburgasız olarak tasarlanmıştır. Resim 4.1’de kapağın iç ve dış yüzeyleri görülmektedir.



Resim 4.1. Başlangıç tasarım modeli

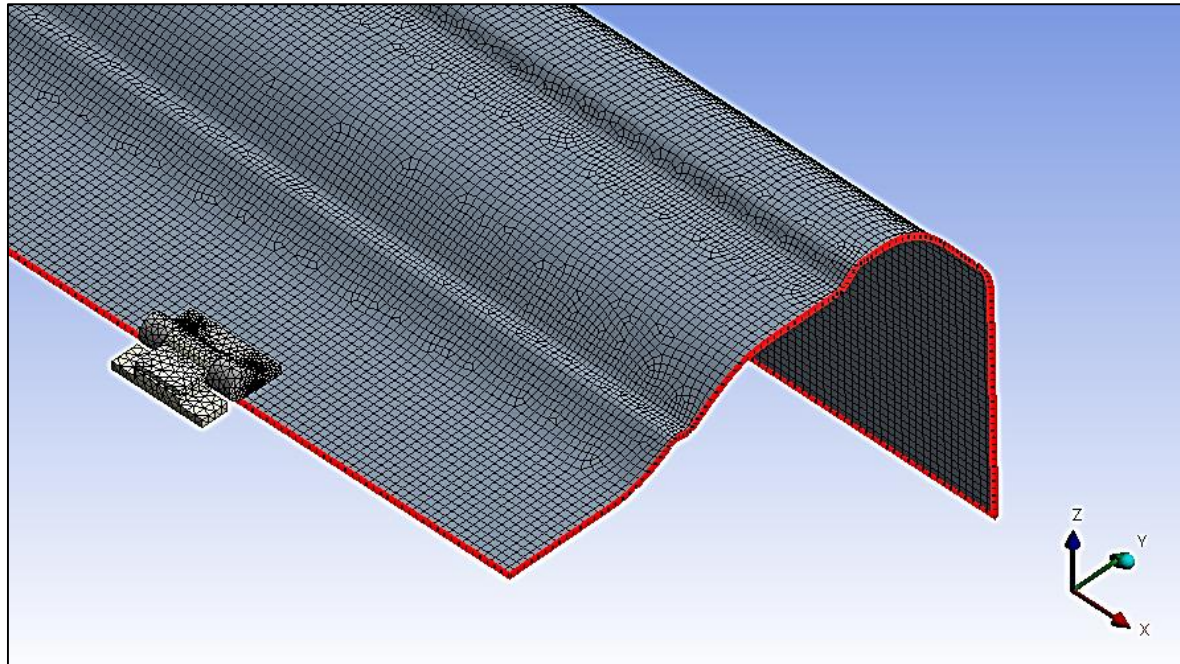
4.6. ANSYS Yazılımı ile Modal Analiz

Yapılan optimizasyon çalışmasında analiz yöntemi olarak sonlu elemanlar modeli kullanılmıştır. Sonlu elemanlar modeli ANSYS programında oluşturulmuştur. NX CAD programı ile tasarımı yapılan koruyucu kapak STEP (STP) uzantılı olarak ANSYS programına aktarılmıştır. Daha sonra modele mesh uygulanmıştır. Tip olarak yüzey, eleman şekli ağırlıklı olarak dörtgendir. Şekil 4.3’de modelin mesh kalitesinin grafiği verilmiştir. Grafikte görüldüğü gibi mesh elemanlarının ağırlıklı olarak kare tipte oluşu analiz sonucunda gerçek değerlere ulaşmak için avantaj sağlayacaktır.

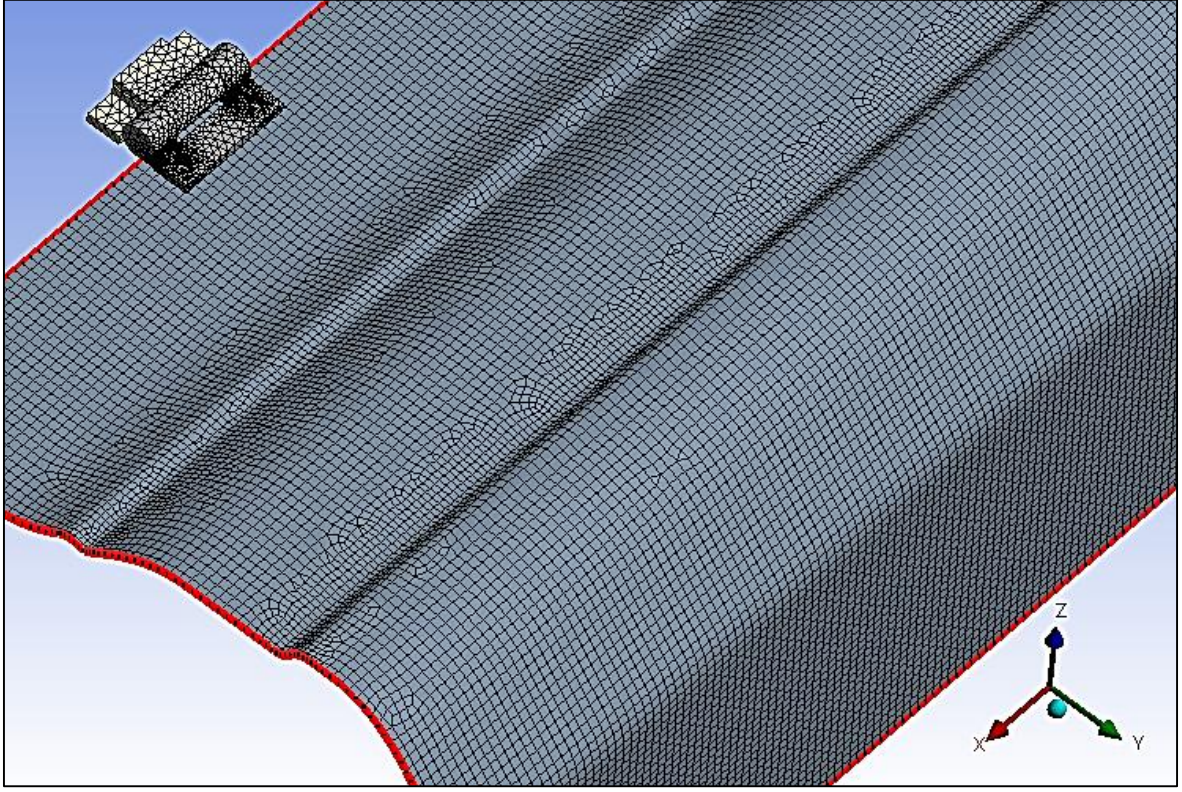


Şekil 4.3. Mesh kalitesi

Parçanın boyutlarına göre hem işlem süresinin gereğinden fazla uzamaması hem de gerçek değerlere yakın sonuçlar elde etmek için mesh aralık değeri 5mm olarak seçilmiştir. Ayrıca birkaç farklı mesh aralık değerinde analizler yapılmış ve 5mm değerinin altındaki mesh boyutlarında sonuçların ihmal edilebilir seviyede farklılık gösterdiği görülmüştür. Resim 4.2 ve Resim 4.3’de parçanın hem iç hem de dış yüzeylerinin mesh kalitesi görülmektedir.

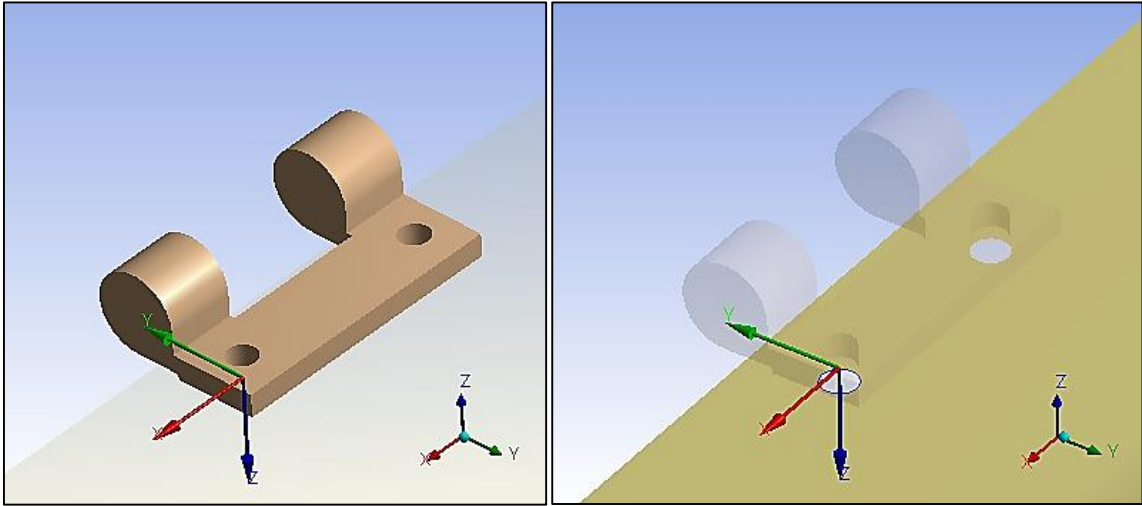


Resim 4.2. Uzun ve esnek kompozit kapağın sonlu elemanlar modeli



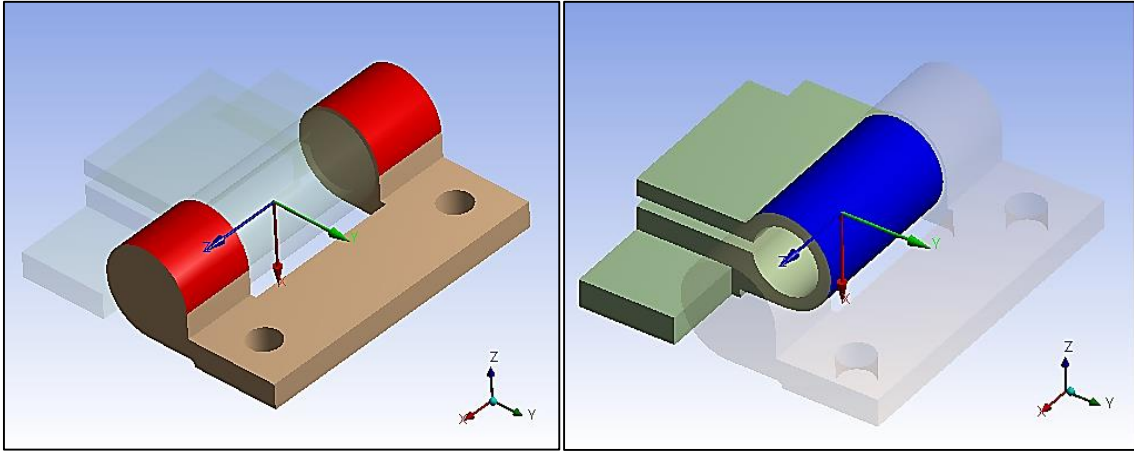
Resim 4.3. Uzun ve esnek kompozit kapağın sonlu elemanlar modeli

Kapak ile menteşe hareketli kulağı fixed joint (sabitleme) olarak tanımlanmıştır (Resim 4.4).



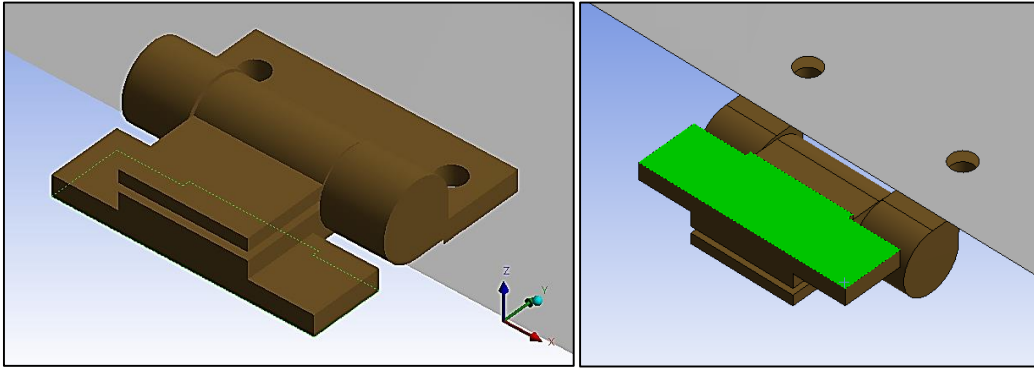
Resim 4.4. Menteşe hareketli kulağı ile kapak bağlantısı

Hareketli menteşe parçası ile sabit menteşe parçası arası revolute joint olarak bağlanmıştır. Revolute joint bağlantısında yalnızca dönme ekseninde (x eksen) dönüş serbest bırakılmıştır (Resim 4.5).



Resim 4.5. Hareketli ve sabit menteşe kulakları arasındaki kontak ilişkisi

Analiz sınır koşulları ise iki sabit menteşe kulak tabanlarının sabitlenmesi (fixed support) ile tanımlanmıştır (Resim 4.6).



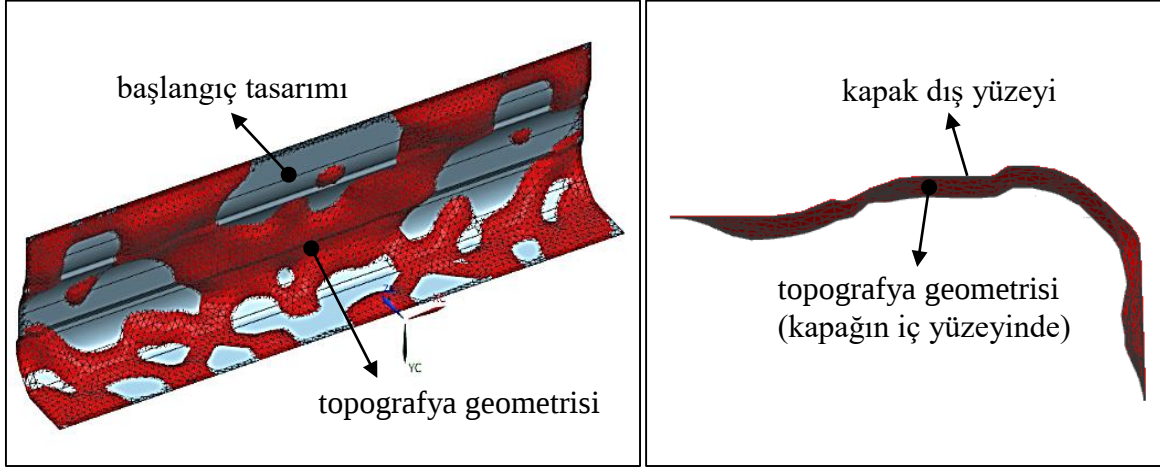
Resim 4.6. Menteşenin sabit kulağının sabitlenmesi (fixed support)

Bu işlemler sonrasında parçaya ilk altı modunu verecek şekilde modal analiz yapılmıştır. Parçaya herhangi bir kuvvet uygulanmamış serbest titreşim yapıyor olarak düşünülmüştür.

4.7. GENESIS Yazılımı ile Topografya Optimizasyonu

GENESIS, yapısal optimizasyon alanında uzmanlar tarafından geliştirilmiş tam entegrasyonlu sonlu elemanlar optimizasyonu paketidir. Yapılacak topografya optimizasyonu için bu yazılım kullanılmıştır. Model, analiz sonuçlar ile birlikte ANSYS programından GENESIS optimizasyon programına aktarılmıştır. Bu programda analiz için kullanılan sınır şartları ve ilişkiler otomatik olarak taşındığı için yeniden tanımlamaya gerek kalmadan direkt optimizasyona geçilmiştir. Optimizasyon hedefi yapının mod 2'deki

frekansını maksimuma ulaştırmaktır. Herhangi bir sınır şartı kullanılmayacak ve konik geometri tipi topografya optimizasyonu uygulanacaktır.

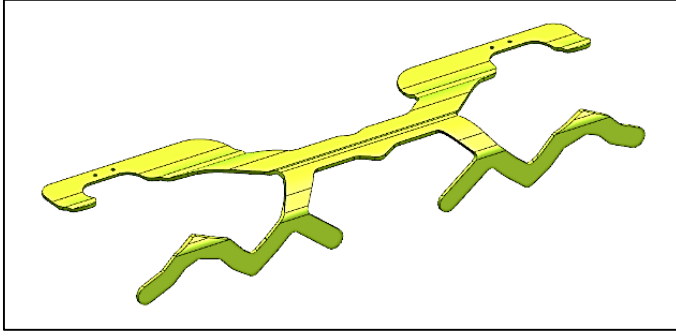


Resim 4.7. Topografya optimizasyonu sonrası oluşan geometrinin gösterimi

Optimizasyon sonrası oluşan geometri (kırmızı renkli) ve başlangıç tasarımı (gri renkli) üst üste getirilmiş olarak yukarıda görülmektedir (Resim 4.7). Optimizasyon sonucu ortaya çıkan geometri üzerindeki girinti ve çıkıntılar ortamdaki toz, pislik ve bakterilerin kapak üzerinde birikmesine neden olacak ve bu durum sağlık başta olmak üzere birçok problemin başlamasına sebebiyet verecektir. Ayrıca geometri endüstriyel tasarım açısından değerlendirildiğinde estetik açıdan uygun görülmemiştir. Bu nedenle optimizasyon ile oluşturulan kaburga desenine mevcut işlevselliği sağlayacak şekilde budama yapılmıştır.

4.8. Optimum Tasarım Modeli

Topografya optimizasyonu sonucunda kapağın geometrisinde iç kısımlarda girintiler ve çıkıntılar olacak şekilde bir geometri (Resim 4.7) meydana gelmiştir. Elde edilen geometri güncel teknoloji ve üretilebilirlik değerlendirildiğinde önerilen tepe ve vadilerin üretimi, aynı zamanda kapağın kullanılacağı alanda işlevselliğine etkileri değerlendirildiğinde hedefe uygun olmayacağı görülmüştür. Bu yüzden, başlangıç tasarımı ile optimizasyon sonrası ortaya çıkan geometri üst üste getirilerek kompozit kapağın iç tarafında (görünmeyen yüzey) kalan topografya kılavuz alınarak bir kaburga tasarımı yapılmıştır (Resim 4.8).



Resim 4.8. Kaburga tasarım geometrisi

Kaburga kalınlığı 3,36mm olarak belirlenmiştir. Kaburga ilk 7 katman atıldıktan sonra yine aynı malzeme kullanılarak serilecektir. Serim açıları Çizelge 4.3 ve Çizelge 4.4’de, kalınlık dağılımları ise Resim 4.9’da gösterilmiştir.

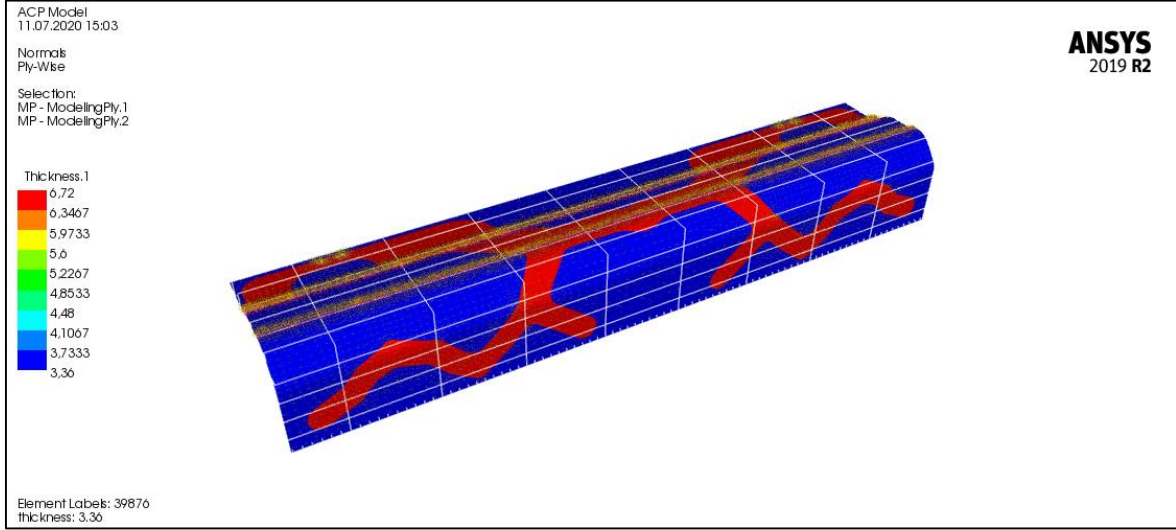
Çizelge 4.3. Kaburgasız yüzeylerdeki katman sayısı ve serim açıları

	SERİM AÇISI
Katman 1 (0.48mm)	90°
Katman 2 (0.48mm)	-90°
Katman 3 (0.48mm)	0°
Katman 4 (0.48mm)	45°
Katman 5 (0.48mm)	0°
Katman 6 (0.48mm)	-90°
Katman 7 (0.48mm)	90°

Çizelge 4.4. Kaburga yüzeyindeki katman sayısı ve serim açıları

	SERİM AÇISI
Katman 1 (0.48mm)	90°
Katman 2 (0.48mm)	-90°
Katman 3 (0.48mm)	0°
Katman 4 (0.48mm)	45°
Katman 5 (0.48mm)	0°
Katman 6 (0.48mm)	-90°
Katman 7 (0.48mm)	90°
Katman 8 (0.48mm)	90°
Katman 9 (0.48mm)	-90°
Katman 10 (0.48mm)	0°
Katman 11 (0.48mm)	45°
Katman 12 (0.48mm)	0°
Katman 13 (0.48mm)	-90°
Katman 14 (0.48mm)	90°

Optimizasyon sonuçlarına göre tasarımı güncellenen kompozit kapağa yeniden modal analiz uygulanmıştır (Resim 4.9).



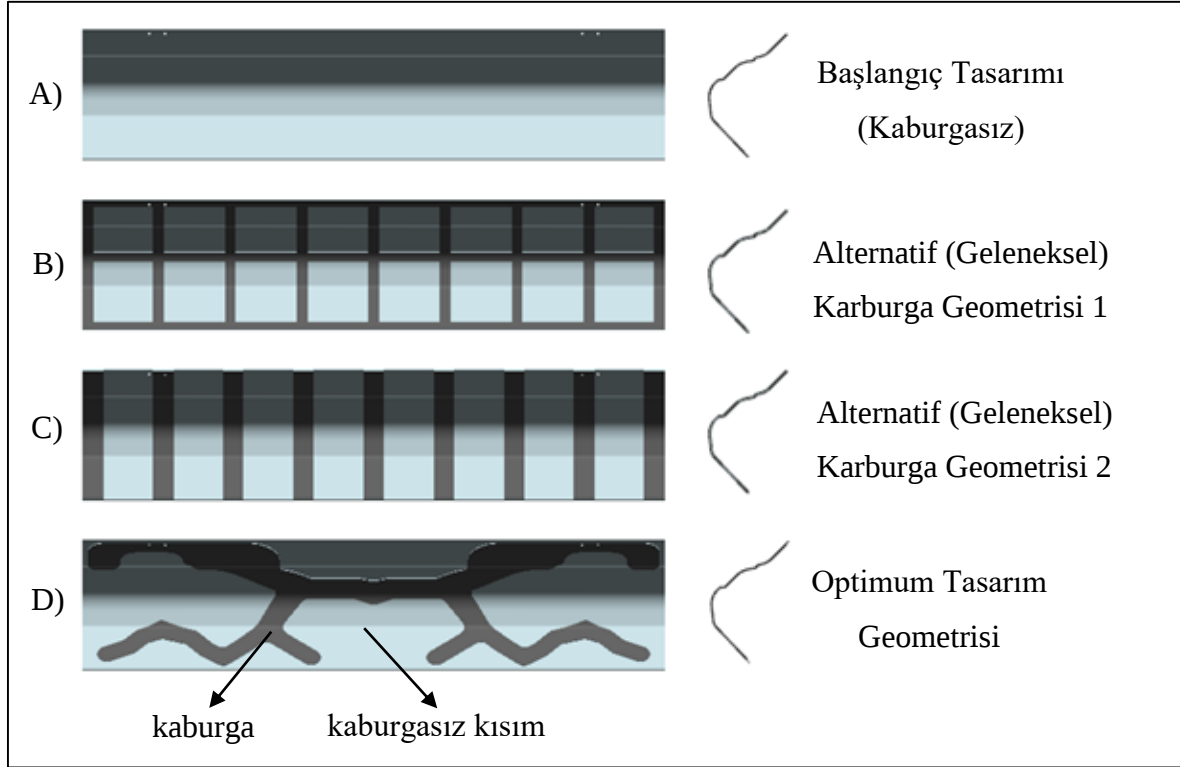
Resim 4.9. Kaburga eklenmiş nihai kapak tasarımı

4.9. Kompozit Kapağın Üretim Yöntemi

Kaburga eklenmiş nihai kapağın üretimi için öncelikle geometriye uygun bir master model tasarlanmalıdır. Master model tahtadan üretildikten sonra, bu model kullanılarak bir kalıp üretilmesi gerekmektedir. Master model, kapağın dış yüzeyine göre tasarlanmalıdır, çünkü master model üzerinden çıkartılırsa, kalıp iç yüzeyi ürünün üretiminde referans olup kapağın dış yüzey kalitesinin artırılmasını sağlar. Üretilen parçanın kaburga geometrisi RAL 1024 diğer bölgeler ise RAL 6025 kodlu renge göre boyanacağı düşünülmüştür.

4.10. Başlangıç Tasarımı, Geleneksel Tasarımlar ve Optimum Kapak Tasarımı

Elde edilen verilerin değerlendirilmesi sonucu yapılan optimizasyon çalışmaları ile kapağın ağırlığı yaklaşık 6,4kg olarak hesaplanmıştır. Optimizasyon sonrası tasarım, geleneksel tasarım ve başlangıç tasarımlarını karşılaştırmak amacıyla modal analizleri yapılmıştır. Bulunan en önemli nokta, geleneksel kaburga geometrilerinin optimizasyon sonrası ortaya çıkan geometri ile aynı ağırlığa sahip olmasıdır. Diğer analiz parametrelerinin (mesh aralığı, kontak ve sınır şartları vb.) tümü optimizasyon sonrası geometri için, yapılan analizde kullanılan parametreler ile aynı olacak şekilde seçilmiştir. Resim 4.10'da görüleceği üzere ağırlıkları 6,4kg olan iki farklı tip geleneksel kaburga geometrisi modellenmiştir.



Resim 4.10. Başlangıç, alternatif ve optimum tasarım geometrileri

4.11. Fiber Oryantasyon Açısı

Tasarlanan kompozit kapak için tasarım değişkenlerinden biri olan fiber yönelim açıları her bir serim katmanında değiştirilerek parçanın kullanım koşullarına göre, parça üzerindeki titreşim yükleri etkisinin azaltılması hedeflenmiştir. Yapılan çalışmada tabakalı kompozitler için uygulamada sık kullanılan serim açıları tercih edilmiştir [61, 62, 63]. Çizelge 4.5’de gösterilen serim dizilimleri ANSYS ACP modülü ile modellenmiş (Resim 4.9) ve analiz edilmiştir. Tüm malzeme tasarımları kaburgalı ve kaburgasız bölümlerini ifade edecek şekilde Çizelge 4.5’de paylaşılmıştır.

Çizelge 4.5. Farklı yönelim açlarına sahip dizilimler

Kompozit Malzeme Tasarımı	Kompozit Kapak	Serim Dizilimi
1. Tasarım	Kaburgasız Kısım	$[45^\circ, 90^\circ, -45^\circ, 0^\circ, -45^\circ, 90^\circ, 45^\circ]$
	Kaburgalı Kısım	$[45^\circ, 90^\circ, -45^\circ, 0^\circ, -45^\circ, 90^\circ, 45^\circ]_s$
2. Tasarım	Kaburgasız Kısım	$[0^\circ, 45^\circ, -45^\circ, 0^\circ, -45^\circ, 45^\circ, 0^\circ]$
	Kaburgalı Kısım	$[0^\circ, 45^\circ, -45^\circ, 0^\circ, -45^\circ, 45^\circ, 0^\circ]_s$

Çizelge 4.5. (devam) Farklı yönelim açılarına sahip dizilimler

3. Tasarım	Kaburgasız Kısım	$[0^\circ, 45^\circ, 90^\circ, 0^\circ, 90^\circ, 45^\circ, 0^\circ]$
	Kaburgalı Kısım	$[0^\circ, 45^\circ, 90^\circ, 0^\circ, 90^\circ, 45^\circ, 0^\circ]_s$
4. Tasarım	Kaburgasız Kısım	$[0^\circ, 45^\circ, 90^\circ, 0^\circ, -90^\circ, -45^\circ, 0^\circ]$
	Kaburgalı Kısım	$[0^\circ, 45^\circ, 90^\circ, 0^\circ, -90^\circ, -45^\circ, 0^\circ]_s$
5. Tasarım	Kaburgasız Kısım	$[-45^\circ, 0^\circ, 45^\circ, 90^\circ, 45^\circ, 0^\circ, -45^\circ]$
	Kaburgalı Kısım	$[-45^\circ, 0^\circ, 45^\circ, 90^\circ, 45^\circ, 0^\circ, -45^\circ]_s$
6. Tasarım	Kaburgasız Kısım	$[45^\circ, -45^\circ, 45^\circ, -45^\circ, 45^\circ, -45^\circ, 45^\circ]$
	Kaburgalı Kısım	$[45^\circ, -45^\circ, 45^\circ, -45^\circ, 45^\circ, -45^\circ, 45^\circ]_s$
7. Tasarım	Kaburgasız Kısım	$[90^\circ, -90^\circ, 90^\circ, -90^\circ, 90^\circ, -90^\circ, 90^\circ]$
	Kaburgalı Kısım	$[90^\circ, -90^\circ, 90^\circ, -90^\circ, 90^\circ, -90^\circ, 90^\circ]_s$
8. Tasarım	Kaburgasız Kısım	$[45^\circ, 90^\circ, 45^\circ, 90^\circ, 45^\circ, 90^\circ, 45^\circ]$
	Kaburgalı Kısım	$[45^\circ, 90^\circ, 45^\circ, 90^\circ, 45^\circ, 90^\circ, 45^\circ]_s$
9. Tasarım	Kaburgasız Kısım	$[90^\circ, -90^\circ, 0^\circ, 90^\circ, 0^\circ, -90^\circ, 90^\circ]$
	Kaburgalı Kısım	$[90^\circ, -90^\circ, 0^\circ, 90^\circ, 0^\circ, -90^\circ, 90^\circ]_s$
10. Tasarım	Kaburgasız Kısım	$[90^\circ, -90^\circ, 45^\circ, 90^\circ, 45^\circ, -90^\circ, 90^\circ]$
	Kaburgalı Kısım	$[90^\circ, -90^\circ, 45^\circ, 90^\circ, 45^\circ, -90^\circ, 90^\circ]_s$
11. Tasarım	Kaburgasız Kısım	$[0^\circ, -90^\circ, 45^\circ, 90^\circ, 45^\circ, -90^\circ, 0^\circ]$
	Kaburgalı Kısım	$[0^\circ, -90^\circ, 45^\circ, 90^\circ, 45^\circ, -90^\circ, 0^\circ]_s$
12. Tasarım	Kaburgasız Kısım	$[90^\circ, -90^\circ, 0^\circ, 0^\circ, 0^\circ, -90^\circ, 90^\circ]$
	Kaburgalı Kısım	$[90^\circ, -90^\circ, 0^\circ, 0^\circ, 0^\circ, -90^\circ, 90^\circ]_s$
13. Tasarım	Kaburgasız Kısım	$[0^\circ, 45^\circ, 90^\circ, 0^\circ, 0^\circ, -90^\circ, 90^\circ]$
	Kaburgalı Kısım	$[0^\circ, 45^\circ, 90^\circ, 0^\circ, 0^\circ, -90^\circ, 90^\circ]_s$
14. Tasarım	Kaburgasız Kısım	$[90^\circ, -90^\circ, 45^\circ, 90^\circ, 0^\circ, -90^\circ, 90^\circ]$
	Kaburgalı Kısım	$[90^\circ, -90^\circ, 45^\circ, 90^\circ, 0^\circ, -90^\circ, 90^\circ]_s$
15. Tasarım	Kaburgasız Kısım	$[90^\circ, -90^\circ, 90^\circ, 0^\circ, 90^\circ, -90^\circ, 90^\circ]$
	Kaburgalı Kısım	$[90^\circ, -90^\circ, 90^\circ, 0^\circ, 90^\circ, -90^\circ, 90^\circ]_s$
16. Tasarım	Kaburgasız Kısım	$[45^\circ, -45^\circ, 0^\circ, 0^\circ, 0^\circ, -45^\circ, 45^\circ]$
	Kaburgalı Kısım	$[45^\circ, -45^\circ, 0^\circ, 0^\circ, 0^\circ, -45^\circ, 45^\circ]_s$
17. Tasarım	Kaburgasız Kısım	$[45^\circ, -45^\circ, 45^\circ, 0^\circ, 45^\circ, -45^\circ, 45^\circ]$
	Kaburgalı Kısım	$[45^\circ, -45^\circ, 45^\circ, 0^\circ, 45^\circ, -45^\circ, 45^\circ]_s$
18. Tasarım	Kaburgasız Kısım	$[45^\circ, -45^\circ, 0^\circ, 45^\circ, 0^\circ, -45^\circ, 45^\circ]$
	Kaburgalı Kısım	$[45^\circ, -45^\circ, 0^\circ, 45^\circ, 0^\circ, -45^\circ, 45^\circ]_s$

Çizelge 4.5. (devam) Farklı yönelim açlarına sahip dizilimler

19. Tasarım	Kaburgasız Kısım	$[45^\circ, -45^\circ, 0^\circ, 90^\circ, 0^\circ, -45^\circ, 45^\circ]$
	Kaburgalı Kısım	$[45^\circ, -45^\circ, 0^\circ, 90^\circ, 0^\circ, -45^\circ, 45^\circ]_s$
20. Tasarım	Kaburgasız Kısım	$[90^\circ, 0^\circ, 90^\circ, 0^\circ, 90^\circ, 0^\circ, 90^\circ]$
	Kaburgalı Kısım	$[90^\circ, 0^\circ, 90^\circ, 0^\circ, 90^\circ, 0^\circ, 90^\circ]_s$

5. SONUÇ VE TARTIŞMA

Farklı kaburga geometrilerine sahip kapaklarda (bu kapaklar -başlangıç geometrisi hariç- aynı hacme ve kütleyle sahiptir) kaburga şekli, fiber yönelimi, ağırlık merkezi ve kütle atalet momenti değerlerinin; aynı analiz parametreleri kullanarak yapılan modal analiz sonuçlarına etkisi değerlendirilmiştir. Genel değerlendirmelerde, elde edilen verilerin işlendiği genel grafikler kullanılmıştır.

Tabakalı kompozitlerin tasarım kuralları ana başlığı altında literatürde yerini alan kurallar kullanılarak yapılan serim açılı dizilimleri ANSYS ACP modülü kullanılarak modellenip analiz edilmiş, çeşitli geleneksel tabakalı kompozit tasarımları ile karşılaştırılmıştır [61, 62, 63]. Kaburgasız kısımda 7 ve kaburgalı kısımda 14 katmana sahip kompozit yapıda, açılı yönelimleri ve açılı yönelim sıralamasının kapağın mod 2 doğal frekansına etkileri gözlemlenmiş ve analiz sonuçları değerlendirilmiştir. Böylece oldukça maliyetli ve zaman kaybettiren saha çalışmalarında tekrarlanan (deneme-yanılma) çalışmalarını ortadan kaldırmak hedeflenmiştir.

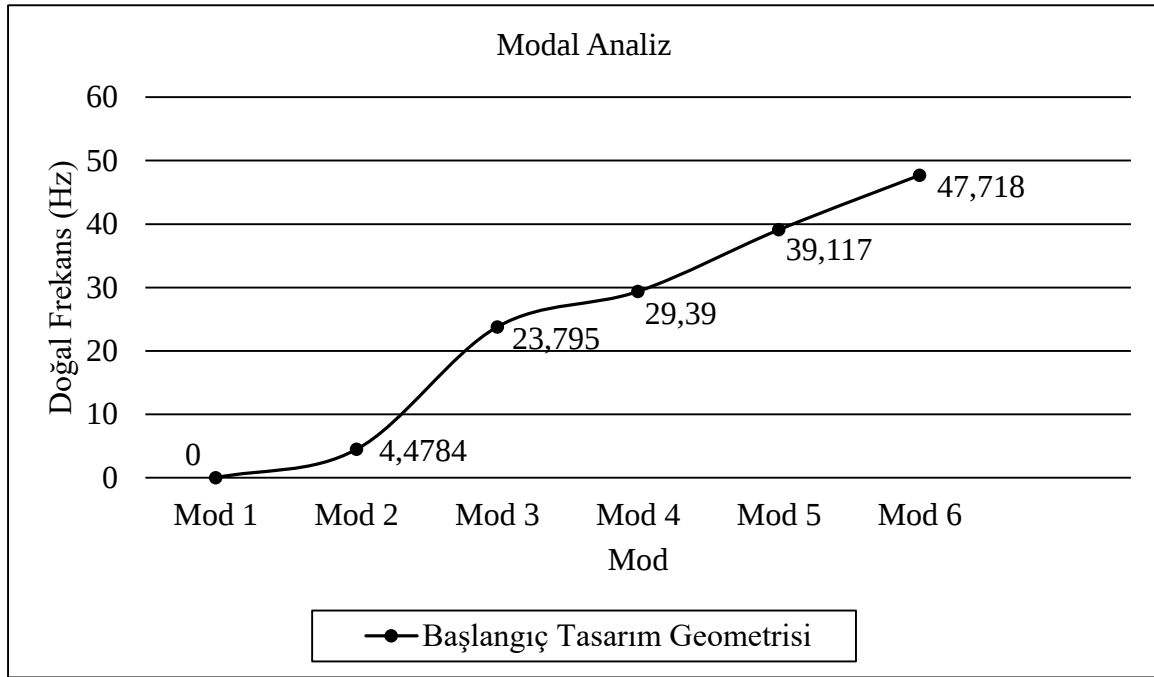
Analiz sonuçları aşağıda sıralanan başlıklar altında değerlendirilerek yorumlanmıştır;

- Başlangıç tasarımına ait modal analiz sonuçlarının değerlendirilmesi,
- Alternatif (geleneksel) tasarımlara ait modal analiz sonuçlarının değerlendirilmesi,
- Optimum tasarıma ait modal analiz sonuçlarının değerlendirilmesi,
- Tüm tasarımlar için elde edilen modal analiz sonuçlarının karşılaştırılarak değerlendirilmesi,
- Kapağa ait kaburga geometri şeklinin, kapağın modal davranışı üzerine etkisinin incelenmesi,
- Kapak ağırlık merkezi ve atalet momentinin, kapağın modal davranışı üzerine etkisinin incelenmesi,
- Kapağın tabakalı kompozit tasarımında fiber yönelim açılarının, yapının doğal frekansına etkisinin incelenmesi ve modal analiz sonuçlarının değerlendirilmesi,

şeklinde başlıklar altında toplanmıştır.

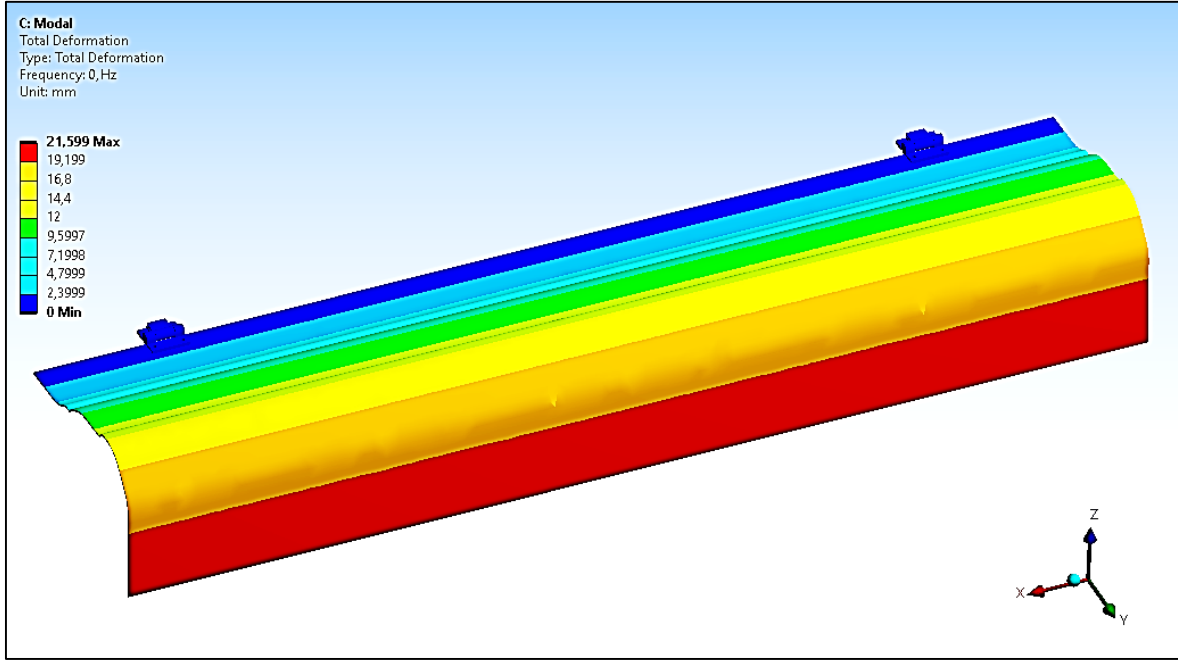
5.1. Başlangıç Tasarımına Ait Modal Analiz Sonuçlarının Değerlendirilmesi

Şekil 5.1’de başlangıç tasarımına (Resim 4.10A) ait ilk altı mod’un doğal frekans değerleri verilmiştir. Analizde elde edilen sonuçlara göre yapının mod 1 doğal frekansı 0 Hz, mod 2 doğal frekansı 4,4 Hz, mod 3 doğal frekansı 23,7 Hz, mod 4 doğal frekansı 29,3 Hz, mod 5 doğal frekansı 39,1 Hz, mod 6 doğal frekansı 47,7 Hz olarak bulunmuştur.



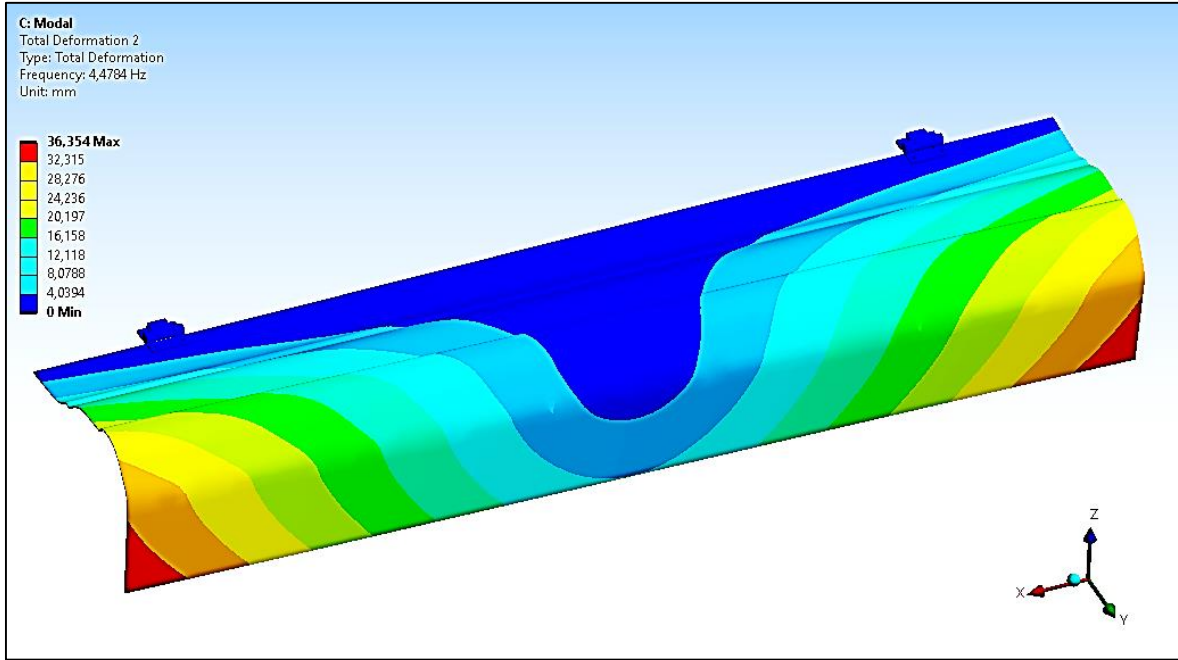
Şekil 5.1. Modal analiz sonuçları

Resim 5.1 - 5.6’da başlangıç tasarımı (Resim 4.10A) için ANSYS yazılımı kullanarak yapılan modal analizler sonucunda ortaya çıkan ilk 6 mod şekli verilmiştir.



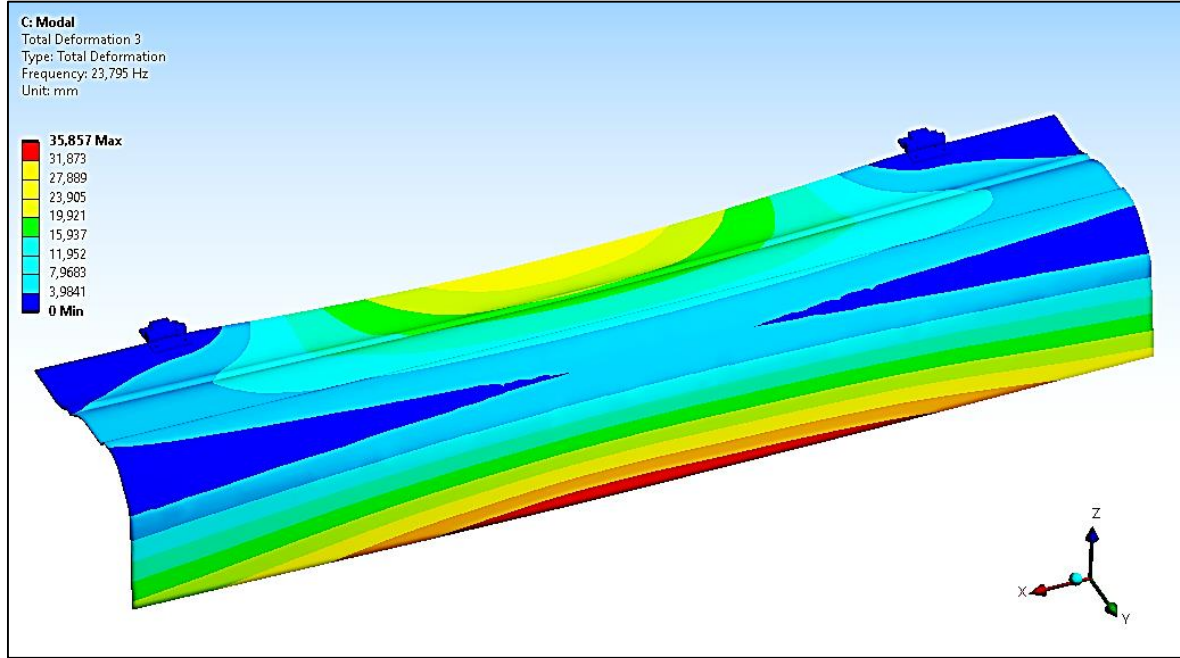
Resim 5.1. Mod şekli 1

1. mod şeklinde (Resim 5.1) parça, 1. eğilme (bending) olarak tanımlanabilecek tepkiyi vermiştir. Bu mod şeklinde parçanın dönme eksenine en uzak noktasında (kırmızı renkli bölge) en büyük deformasyon gözlemlenmiştir.



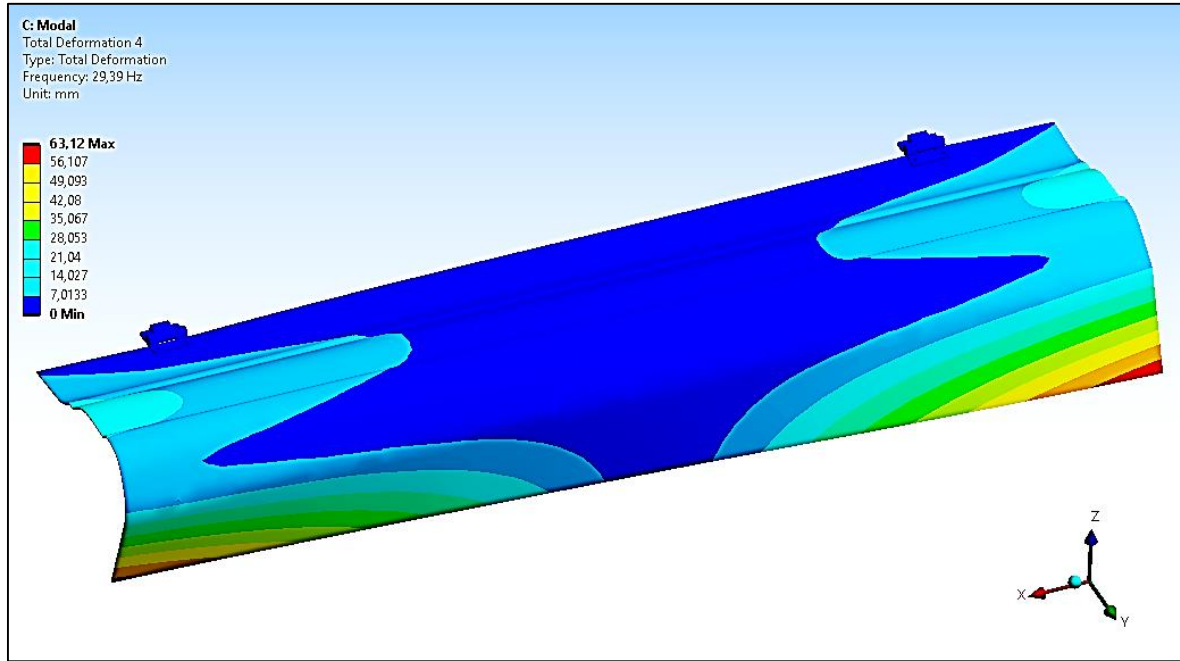
Resim 5.2. Mod şekli 2

2. mod şeklinde (Resim 5.2) parça, 1. burulma (torsion) olarak tanımlanabilecek tepkiyi vermiştir. Bu mod şeklinde parçanın dönme eksenine en uzak ve en uç noktasında (kırmızı renkli bölge) en büyük deformasyon gözlemlenmiştir.



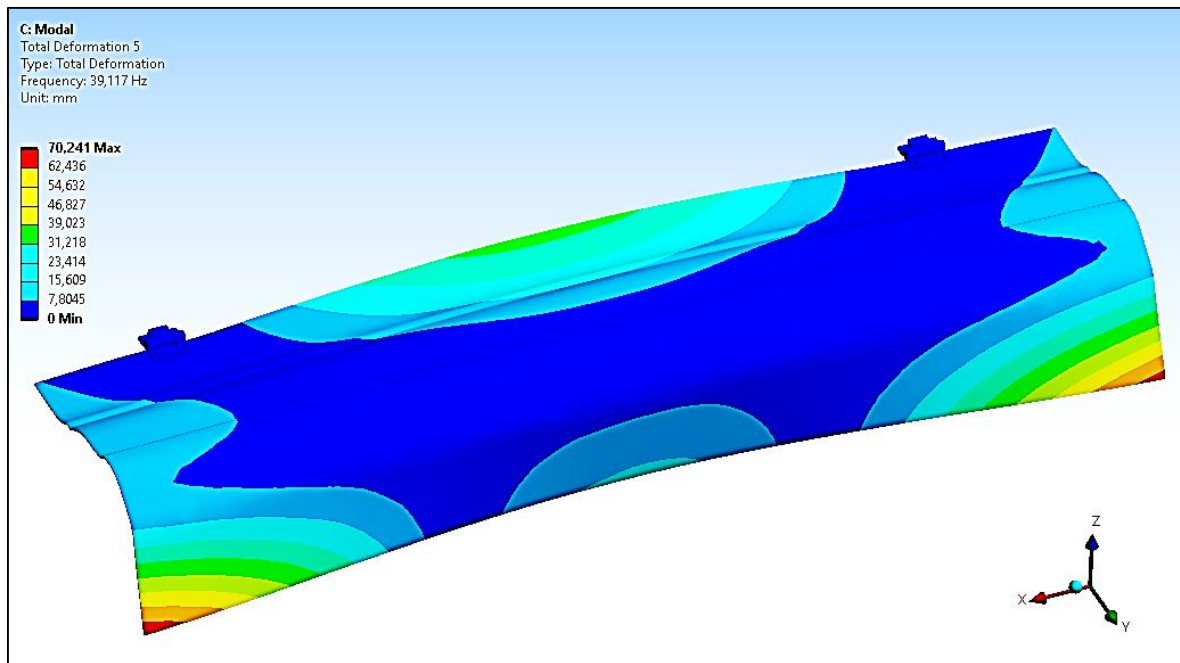
Resim 5.3. Mod şekli 3

3. mod şeklinde (Resim 5.3) parça, 2. eğilme (bending) olarak tanımlanabilecek tepkiyi vermiştir. Bu mod şeklinde 1. eğilme durumuna nazaran deformasyon daha düzensiz dağılmıştır. Bu mod şeklinde parçanın dönme eksenine en uzak ve ortada kalan bölgesinde (kırmızı renkli bölge) en büyük deformasyon gözlemlenmiştir.



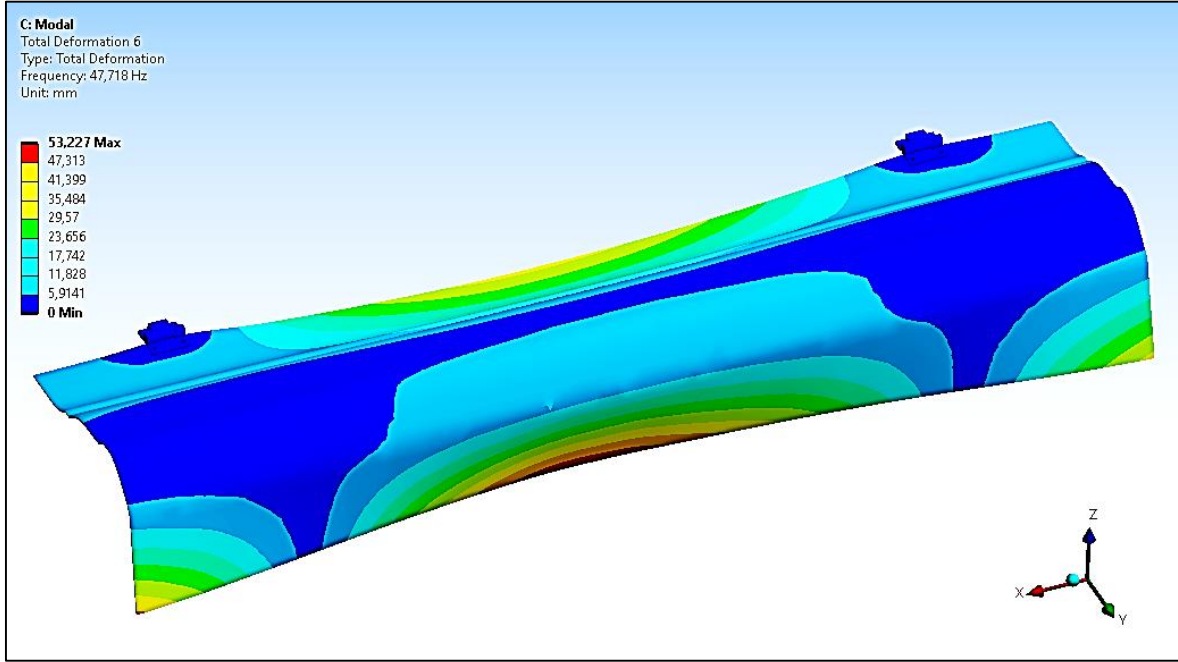
Resim 5.4. Mod şekli 4

4. mod şeklinde (Resim 5.4) parça, 2. burulma (torsion) olarak tanımlanabilecek tepkiyi vermiştir. Bu mod şeklinde 1. burulma durumuna nazaran deformasyon daha düzensiz dağılmıştır. Bu mod şeklinde parçanın dönme eksenine en uzak ve uç bölgelerinde (kırmızı renkli bölge) en büyük deformasyon gözlemlenmiştir.



Resim 5.5. Mod şekli 5

5. mod şeklinde (Resim 5.5) parça, eğilme (bending) ve burulma (torsion) karışımı bir tepki vermiştir. Bu mod şeklinde parçanın dönme eksenine en uzak ve uç bölgelerinde (kırmızı renkli bölge) en büyük deformasyon gözlemlenmiştir.

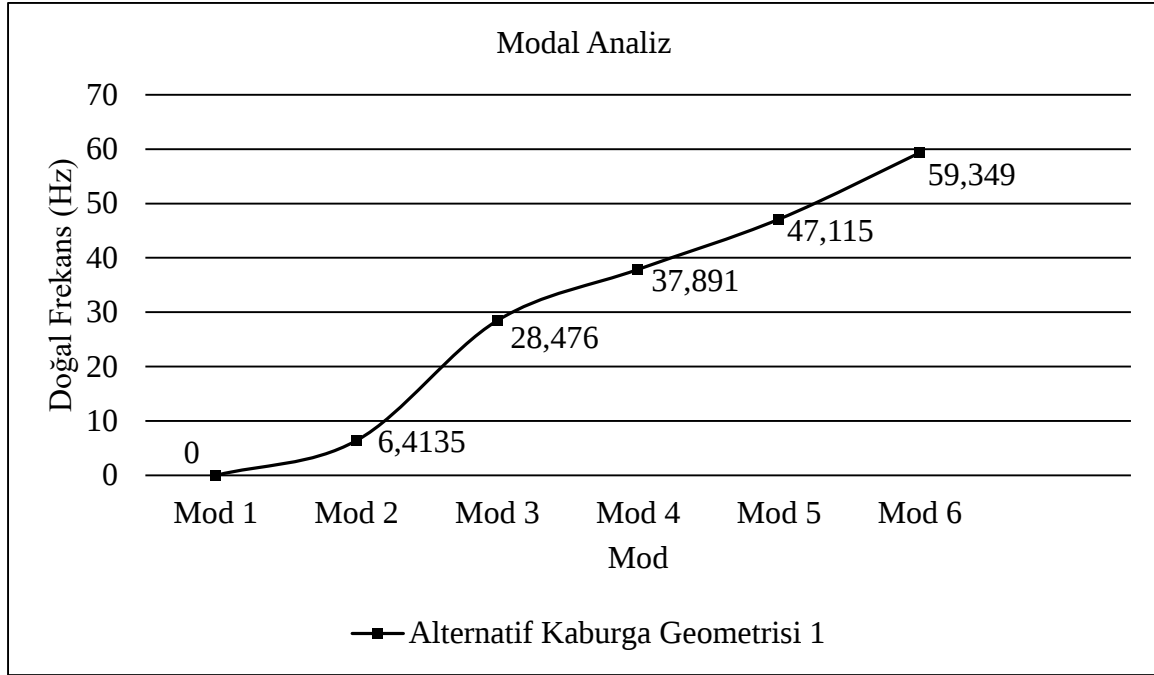


Resim 5.6. Mod şekli 6

6. mod şeklinde (Resim 5.6) parça, eğilme (bending) ve burulma (torsion) karışımı bir tepki vermiştir. Bu mod şeklinde parçanın dönme eksenine en uzak ve orta bölgesinde (kırmızı renkli bölge) en büyük deformasyon gözlemlenmiştir.

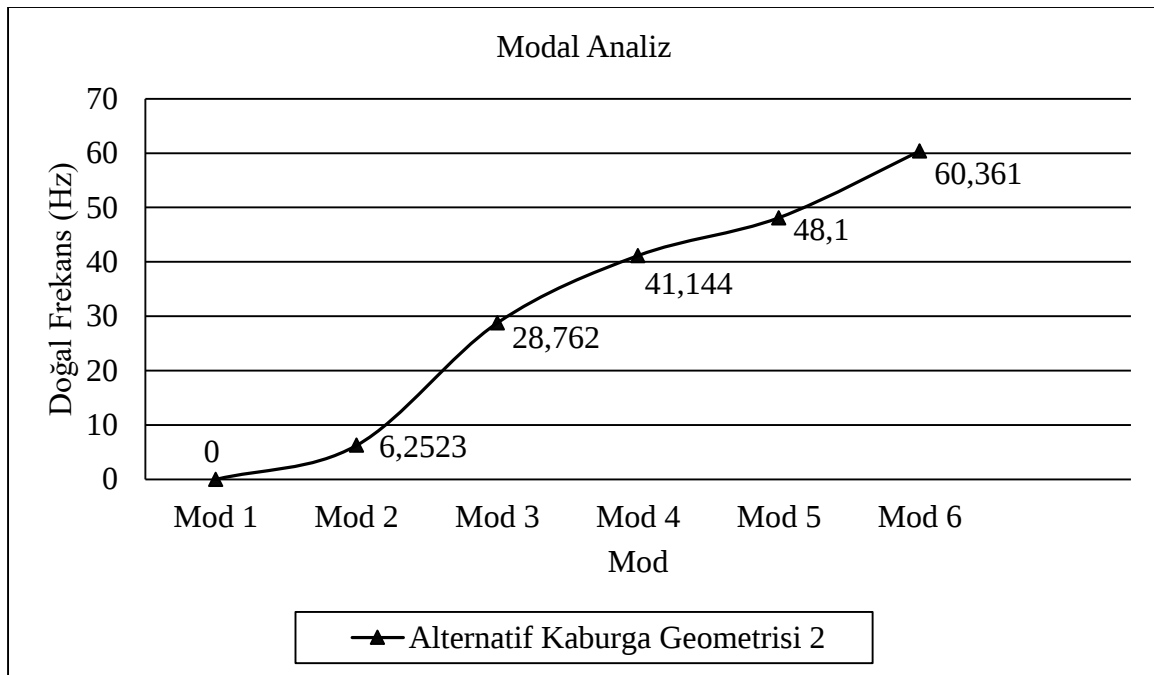
5.2. Alternatif Tasarımlara Ait Modal Analiz Sonuçlarının Değerlendirilmesi

Şekil 5.2’de alternatif (geleneksel) kaburga geometrisi 1’e (Resim 4.10B) ait ilk altı mod’un doğal frekans değerleri paylaşılmıştır. Analizde elde edilen sonuçlara göre yapının mod 1 doğal frekansı 0 Hz, mod 2 doğal frekansı 6,4 Hz, mod 3 doğal frekansı 28,4 Hz, mod 4 doğal frekansı 37,8 Hz, mod 5 doğal frekansı 47,1 Hz, mod 6 doğal frekansı 59,3 Hz olarak bulunmuştur.



Şekil 5.2. Alternatif (geleneksel) kaburga geometrisi 1 modal analiz sonuçları

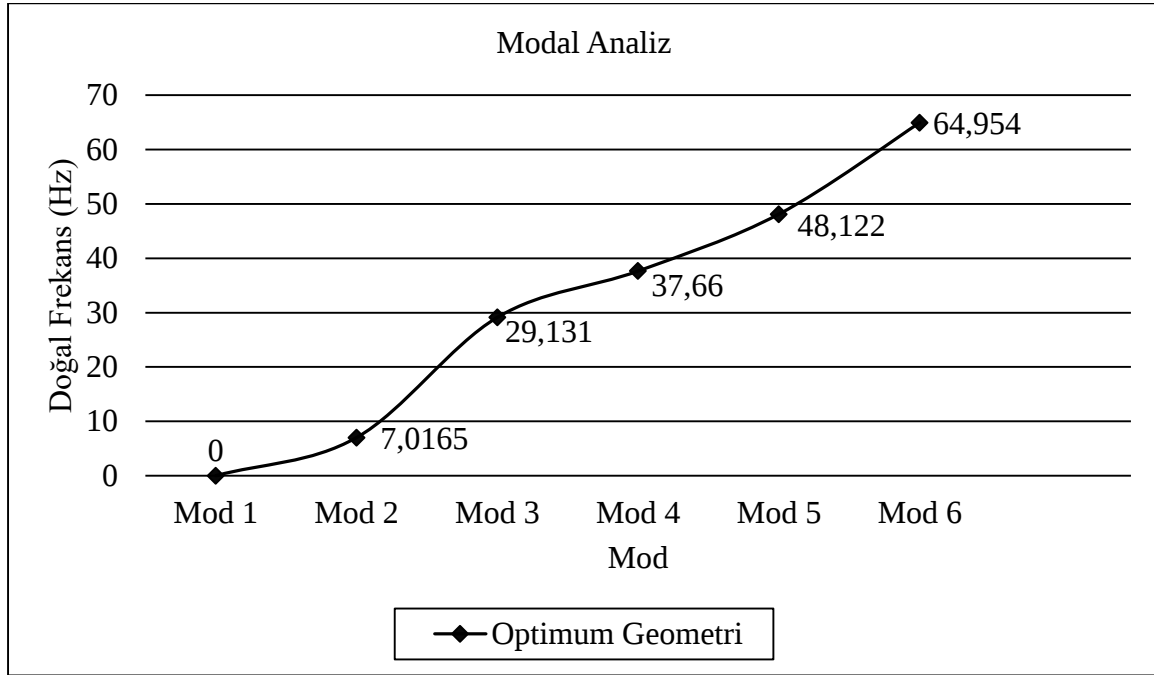
Şekil 5.3’de alternatif (geleneksel) kaburga geometrisi 2’ye (Resim 4.10C) ait ilk altı mod’un doğal frekans değerleri paylaşılmıştır. Analiz sonuçlarına göre mod 1 doğal frekansı 0 Hz, mod 2 doğal frekansı 6,2 Hz, mod 3 doğal frekansı 28,7 Hz, mod 4 doğal frekansı 41,1 Hz, mod 5 doğal frekansı 48,1 Hz, mod 6 doğal frekansı 60,3 Hz olarak bulunmuştur.



Şekil 5.3. Alternatif (geleneksel) kaburga geometrisi 2 modal analiz sonuçları

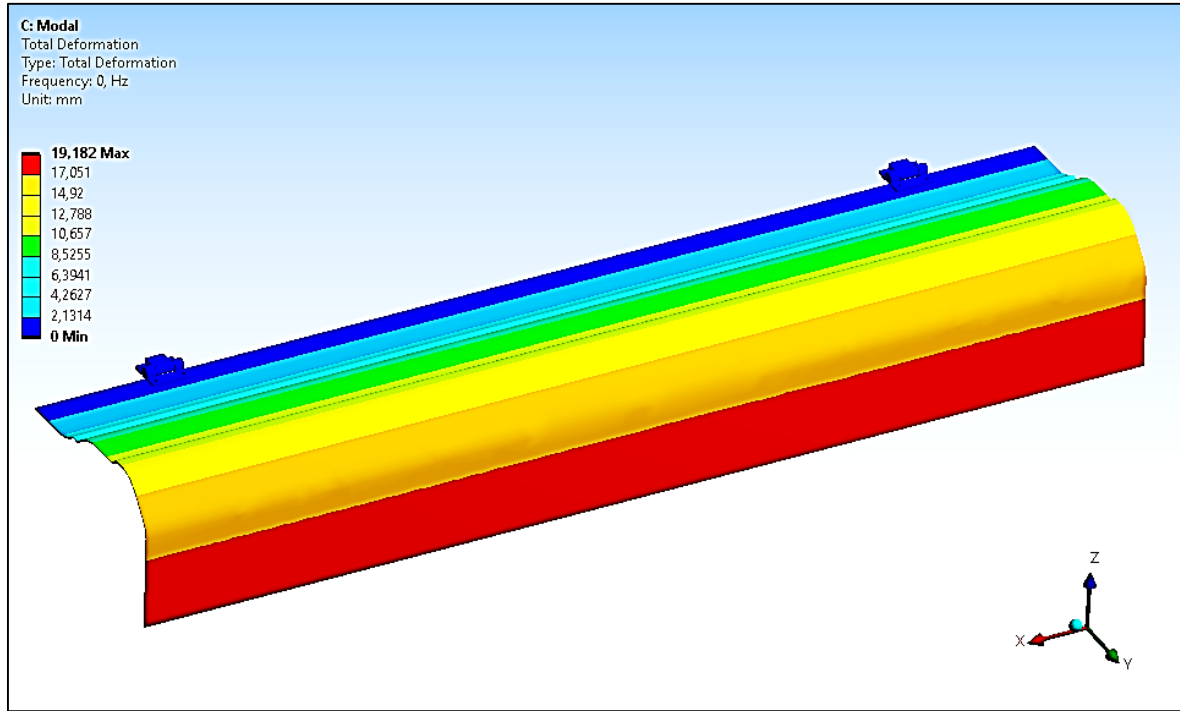
5.3. Optimum Tasarıma Ait Modal Analiz Sonuçlarının Değerlendirilmesi

Şekil 5.4’de optimum tasarıma (Resim 4.10D) ait ilk altı mod’un doğal frekans değerleri paylaşılmıştır. Analizde elde edilen sonuçlara göre yapının mod 1 doğal frekansı 0 Hz, mod 2 doğal frekansı 7 Hz, mod 3 doğal frekansı 29,1 Hz, mod 4 doğal frekansı 37,6 Hz, mod 5 doğal frekansı 48,1 Hz, mod 6 doğal frekansı 64,9 Hz olarak bulunmuştur.



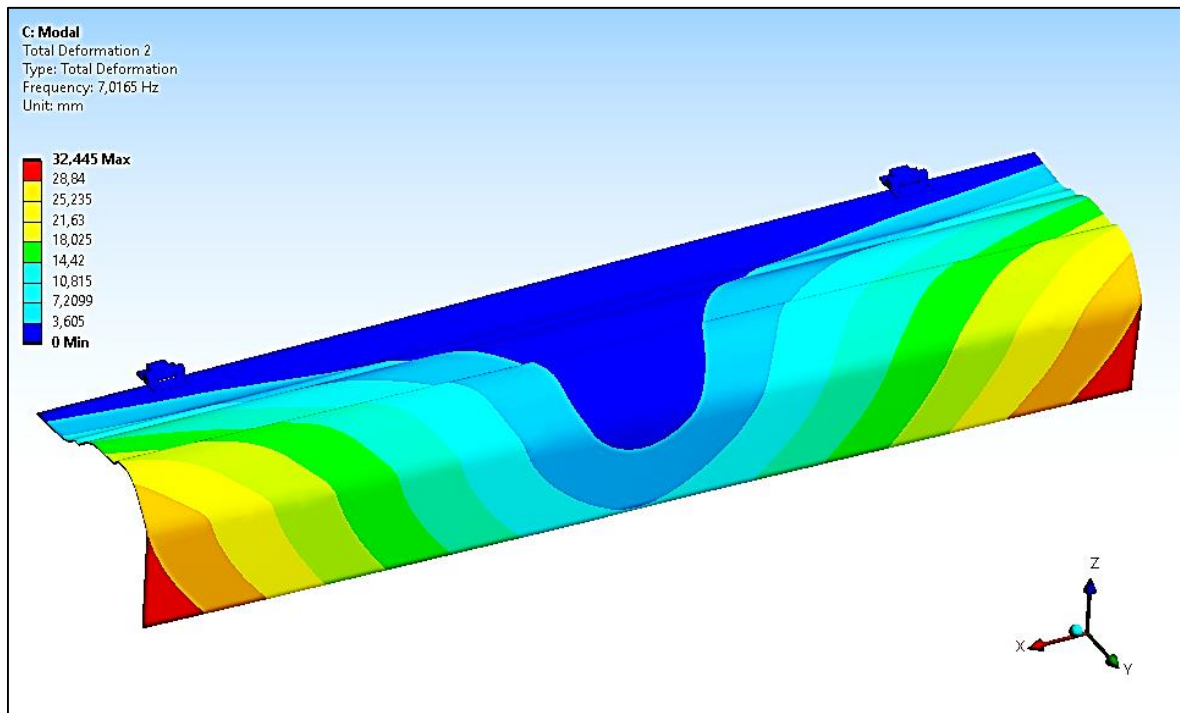
Şekil 5.4. Optimum kaburga geometrisine sahip kapağın modal analiz sonuçları

Resim 5.7 – 5.12’de optimizasyon sonrası tasarımı güncellenen uzun ve esnek kompozit kapak için, ANSYS yazılımı kullanarak yapılan modal analizler sonucunda ortaya çıkan ilk 6 mod şekli verilmiştir.



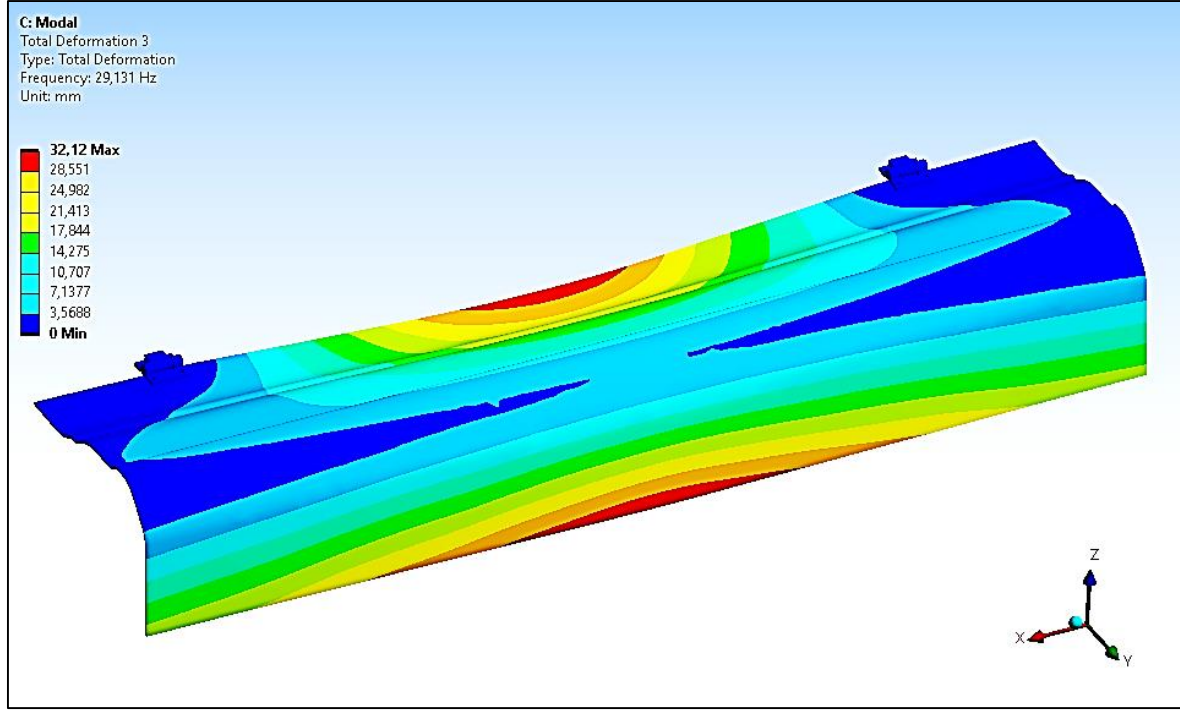
Resim 5.7. Mod şekli 1 (optimizasyon sonrası)

1. mod şeklinde (Resim 5.7) parça, 1. eğilme (bending) olarak tanımlanabilecek tepkiyi vermiştir. Bu mod şeklinde parçanın dönme eksenine en uzak noktasında (kırmızı renkli bölge) en büyük deformasyon gözlemlenmiştir.



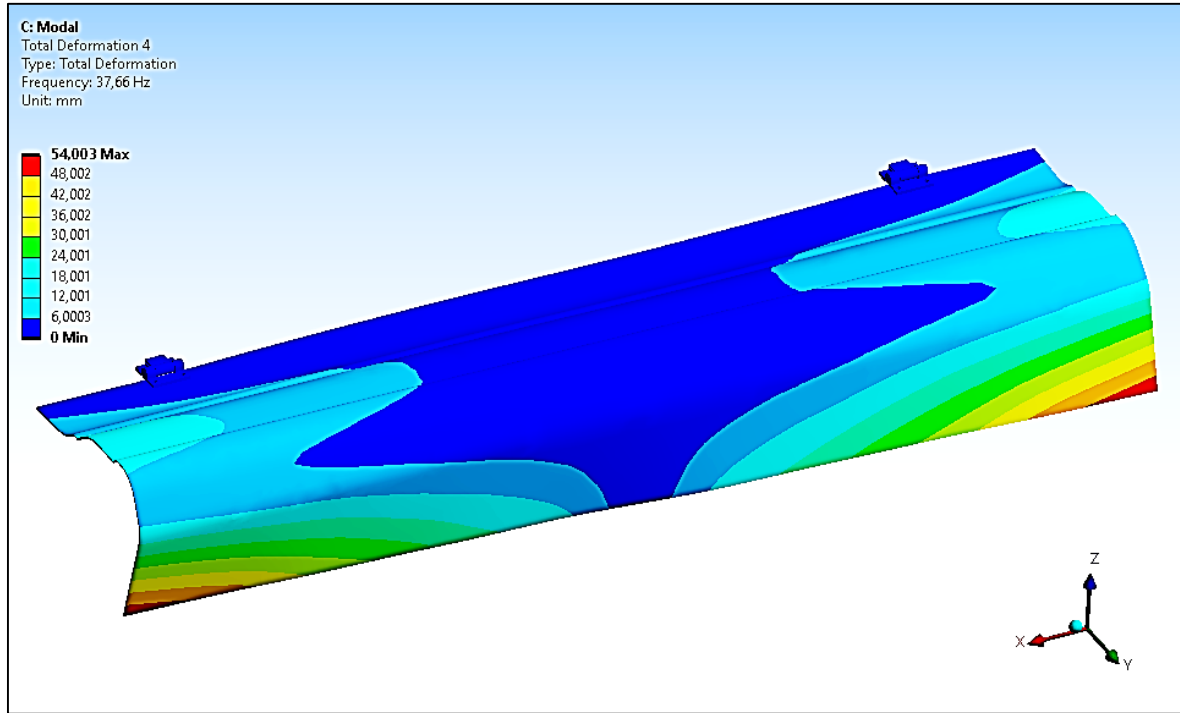
Resim 5.8. Mod şekli 2 (optimizasyon sonrası)

2. mod şeklinde (Resim 5.8) parça, 1. burulma (torsion) olarak tanımlanabilecek tepkiyi vermiştir. Bu mod şeklinde parçanın dönme eksenine en uzak ve en uç noktasında (kırmızı renkli bölge) en büyük deformasyon gözlemlenmiştir. Ayrıca başlangıç tasarımına göre yapının doğal frekansı arttığı için deformasyon değeri düşmüştür.



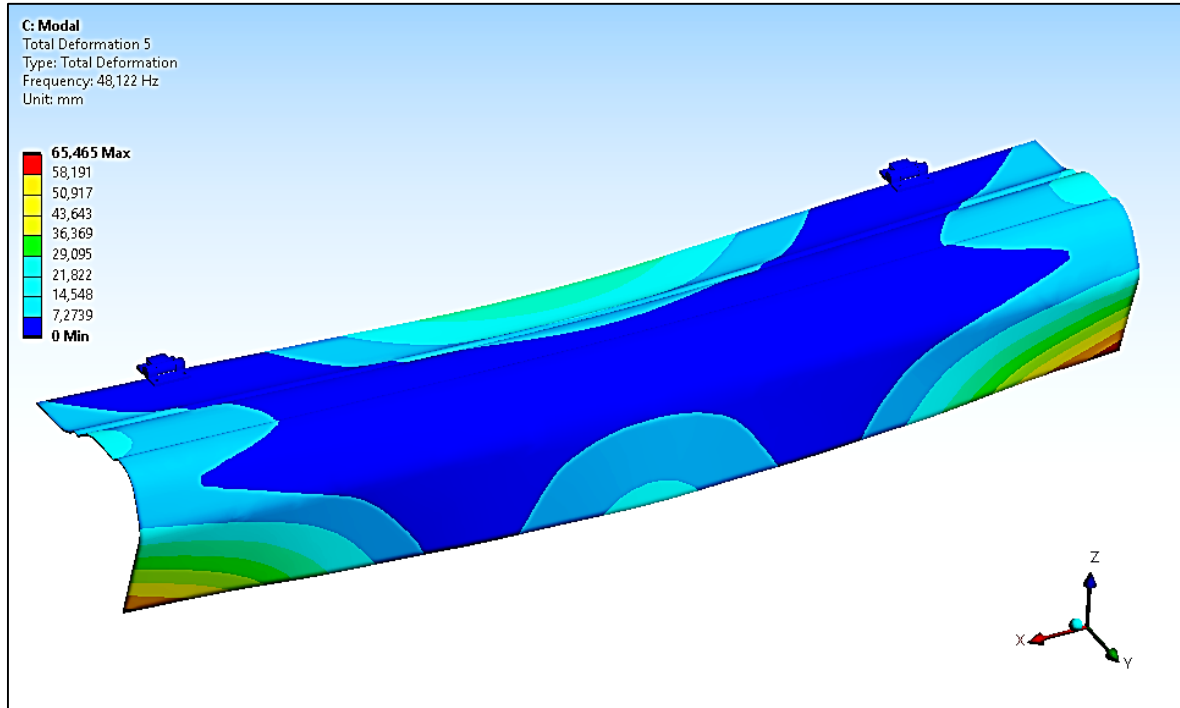
Resim 5.9. Mod şekli 3 (optimizasyon sonrası)

3. mod şeklinde (Resim 5.9) parça, 2. eğilme (bending) olarak tanımlanabilecek tepkiyi vermiştir. Bu mod şeklinde 1. eğilme durumuna nazaran deformasyon daha düzensiz dağılmıştır. Bu mod şeklinde parçanın dönme eksenine en uzak ve ortada kalan bölgesinde (kırmızı renkli bölge) en büyük deformasyon gözlemlenmiştir. Ayrıca başlangıç tasarımına göre yapının doğal frekansı arttığı için deformasyon değeri düşmüştür.



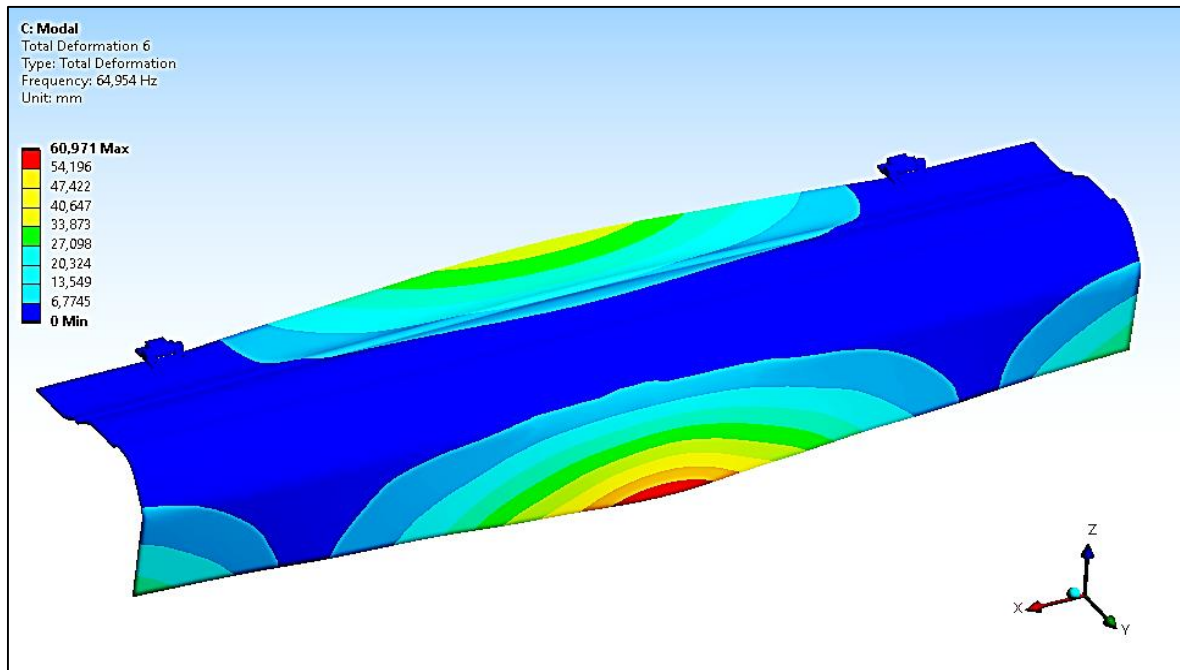
Resim 5.10. Mod şekli 4 (optimizasyon sonrası)

4. mod şeklinde (Resim 5.10) parça, 2. burulma (torsion) olarak tanımlanabilecek tepkiyi vermiştir. Bu mod şeklinde 1. burulma durumuna nazaran deformasyon daha düzensiz dağılmıştır. Bu mod şeklinde parçanın dönme eksenine en uzak ve uç bölgelerinde (kırmızı renkli bölge) en büyük deformasyon gözlemlenmiştir. Ayrıca başlangıç tasarımına göre yapının doğal frekansı arttığı için deformasyon değeri düşmüştür.



Resim 5.11. Mod şekli 5 (optimizasyon sonrası)

5. mod şeklinde (Resim 5.11) parça, eğilme (bending) ve burulma (torsion) karışımı bir tepki vermiştir. Bu mod şeklinde parçanın dönme eksenine en uzak ve uç bölgelerinde (kırmızı renkli bölge) en büyük deformasyon gözlemlenmiştir. Ayrıca başlangıç tasarımına göre yapının doğal frekansı arttığı için deformasyon değeri düşmüştür.



Resim 5.12. Mod şekli 6 (optimizasyon sonrası)

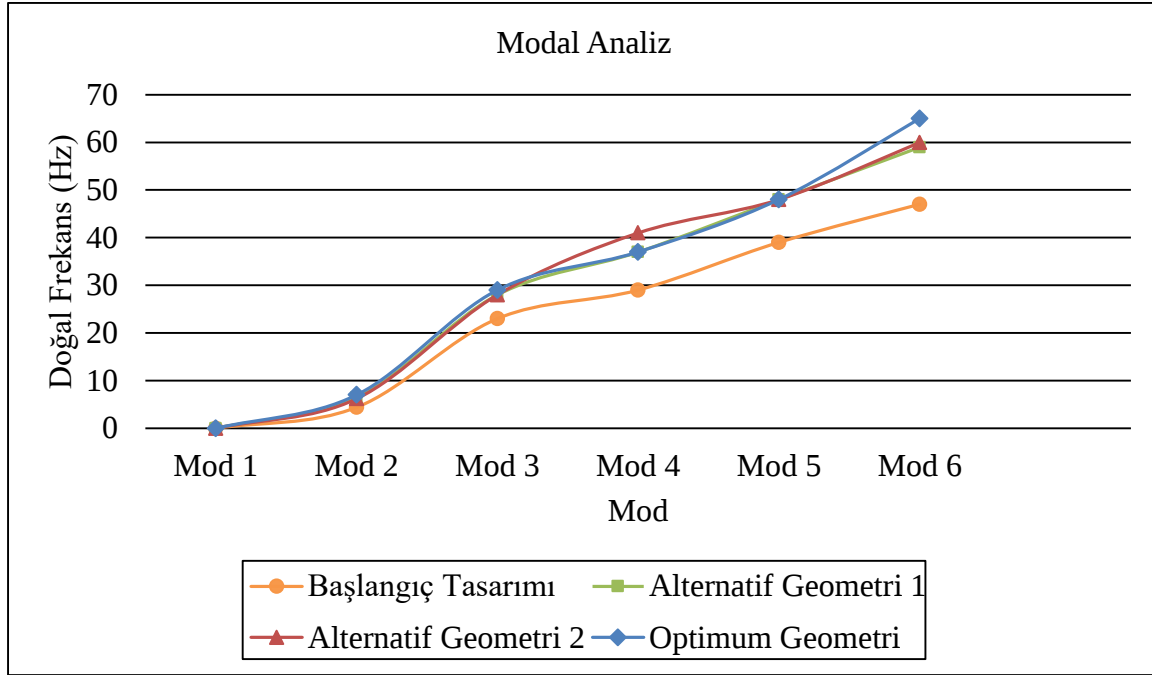
6. mod şeklinde (Resim 5.12) parça, eğilme (bending) ve burulma (torsion) karışımı bir tepki vermiştir. Bu mod şeklinde parçanın dönme eksenine en uzak ve orta bölgesinde (kırmızı renkli bölge) en büyük deformasyon gözlemlenmiştir. Ayrıca başlangıç tasarımına göre yapının doğal frekansı arttığı için deformasyon değeri düşmüştür.

5.4. Tüm Tasarımlar İçin Elde Edilen Modal Analiz Sonuçlarının Karşılaştırılarak Değerlendirilmesi

Optimizasyon hedefinde mod 2 frekans değerinin yükseltilmesinin amacı ilk ve en küçük doğal frekans değerinin mod 2 olmasıdır. Mod 1 frekansı serbestlik derecesinden dolayı 0 geldiği için ihmal edilmiştir.

Çizelge 5.1. Tasarım geometrilerine ait analiz sonuçları

	Başlangıç Tasarımı (Kaburgasız)	Alternatif (Geleneksel) Kaburga Geometrisi 1	Alternatif (Geleneksel) Kaburga Geometrisi 2	Optimum Tasarım Geometrisi
Kütle [m (kg)]	4,8	6,4	6,4	6,4
Mod 1 Doğal Frekans Değeri [ω_n (Hz)]	0	0	0	0
Mod 2 Doğal Frekans Değeri [ω_n (Hz)]	4,3262	6,4135	6,2523	7,0165
Mod 3 Doğal Frekans Değeri [ω_n (Hz)]	23,832	28,476	28,762	29,131
Mod 4 Doğal Frekans Değeri [ω_n (Hz)]	29,995	37,891	41,144	37,66
Mod 5 Doğal Frekans Değeri [ω_n (Hz)]	39,003	47,115	48,1	48,122
Mod 6 Doğal Frekans Değeri [ω_n (Hz)]	47,763	59,349	60,361	64,954



Şekil 5.5. Tüm geometriler için modal analiz sonuçları

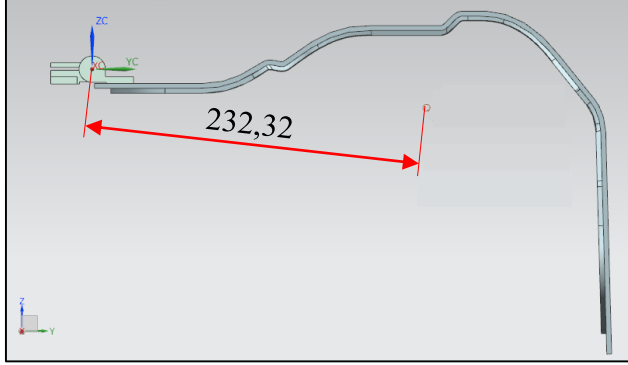
Analiz sonuçlarına göre alternatif (geleneksel) kaburga geometrisi 1'in mod 2 frekansı 6,4135 Hz, alternatif (geleneksel) kaburga geometrisi 2'nin mod 2 frekansı ise 6,2523 Hz olarak bulunmuştur. Optimum tasarım geometrisi en yüksek alternatif (geleneksel) kaburga geometrisinden %9,4 daha yüksek mod 2 frekansına sahiptir (Çizelge 5.1).

Optimizasyon sonrası kaburga eklentisi ile kompozit kapağın ağırlığı %33,3 artmış buna bağlı olarak doğal frekansı başlangıç tasarımına göre %62,2 artmıştır, dolayısıyla ağırlığın kritik önemli olduğu durumlar değerlendirildiğinde kaburga eklentisinin yapılp yapılmayacağına çok yönlü değerlendirilerek karar verilmelidir.

5.5. Kapak Ağırlık Merkezi ve Atalet Momentinin, Kapağın Modal Davranışı Üzerine Etkisinin İncelenmesi

Optimizasyon sonuçlarını desteklemek amacıyla; geleneksel kaburga geometrileri optimizasyon sonrası model ile aynı ağırlık (6.4kg) ve hacimde olacak şekilde modellenip kıyaslanmıştır (Çizelge 5.2). Bu kapaklar arasındaki tek fark kaburga şeklidir. Bu şekil değişimleri doğrudan parçanın ağırlık merkezi ve kütle atalet momenti değerlerine etki edecektir. Atalet momentlerinin incelenmesinin nedeni yapının doğal frekans değerine direkt etki ediyor olmasıdır (Eşitlik 2.11). Alternatif (Geleneksel) kaburga geometrisi 1'de (Resim

4.10B) kullanılan kapak tasarımında, parçanın ağırlık merkezinin dönme eksenine (x eksen) uzaklığı 238,17 mm, alternatif kaburga geometrisi 2’de (Resim 4.10C) kullanılan kapak tasarımında 238,74 mm ve optimum tasarım geometrisine (Resim 4.10D) sahip kapak tasarımında 232,32 mm’dir (Resim 5.13).



Resim 5.13. Dönme noktasının ağırlık merkezine uzaklığı

Alternatif (Geleneksel) kaburga geometrisi 1’de kullanılan kapak tasarımında, parçanın atalet momenti $486034.17 \text{ kg.mm}^2$, alternatif (geleneksel) kaburga geometrisi 2 kullanılan kapak tasarımında $492495.14 \text{ kg.mm}^2$ ve optimum tasarım geometrisine sahip kapak tasarımında $469608.67 \text{ kg.mm}^2$ ’dir. En düşük atalet momenti değeri optimum tasarım geometrisine sahip kapak tasarımında elde edilmiştir. Bu değerlere göre ağırlık merkezinin dönme eksenine olan uzaklığı arttıkça atalet momenti artmıştır. Kompozit kapağın çalışma sistemine göre doğal frekans formülünü (Eşitlik 2.11) değerlendirecek olursak; dönme noktasına göre atalet momenti değeri doğal frekans ile ters orantılıdır. Elde edilen sonuçlara göre de; atalet moment değeri arttıkça doğal frekans düşmektedir.

Çizelge 5.2. Tasarım geometrilerine ait analiz sonuçları

	Alternatif (Geleneksel) Kaburga Geometrisi 1	Alternatif (Geleneksel) Kaburga Geometrisi 2	Optimum Tasarım Geometrisi
Kütle [m (kg)]	6,4	6,4	6,4
Ağırlık Merkezinin Dönme Eksenine Uzaklığı [L_1 (mm)]	238,1723	238,7447	232,3263
Atalet Momenti [I_0 (kg.mm ²)]	486034.17	492495.14	469608.67
Mod 2 Doğal Frekansı [ω_n (Hz)]	6,4135	6,2523	7,0165

5.6. Kapağın Tabakalı Kompozit Malzeme Tasarımında Fiber Yönelim Açısının Yapının Doğal Frekansına Etkisinin İncelenmesi ve Modal Analiz Sonuçlarının Değerlendirilmesi

ANSYS ACP modülü ile modellenmiş ve analiz edilmiş serim dizilimlerinin sonuçları Çizelge 5.3’de gösterilmektedir.

Çizelge 5.3. Çeşitli fiber doğrultularındaki doğal frekans değerleri

	Mod 1 (Hz)	Mod 2 (Hz)	Mod 3 (Hz)	Mod 4 (Hz)	Mod 5 (Hz)	Mod 6 (Hz)	Malzeme Tasarımı
$[45^\circ, 90^\circ, -45^\circ, 0^\circ, -45^\circ, 90^\circ, 45^\circ]$ $[45^\circ, 90^\circ, -45^\circ, 0^\circ, -45^\circ, 90^\circ, 45^\circ]_s$	0	11	39,2	45,8	64,8	90,8	1
$[0^\circ, 45^\circ, -45^\circ, 0^\circ, -45^\circ, 45^\circ, 0^\circ]$ $[0^\circ, 45^\circ, -45^\circ, 0^\circ, -45^\circ, 45^\circ, 0^\circ]_s$	0	9,8	28,4	31,8	65	76,3	2
$[0^\circ, 45^\circ, 90^\circ, 0^\circ, 90^\circ, 45^\circ, 0^\circ]$ $[0^\circ, 45^\circ, 90^\circ, 0^\circ, 90^\circ, 45^\circ, 0^\circ]_s$	0	8,5	31,9	33,7	61,6	76,2	3
$[0^\circ, 45^\circ, 90^\circ, 0^\circ, -90^\circ, -45^\circ, 0^\circ]$ $[0^\circ, 45^\circ, 90^\circ, 0^\circ, -90^\circ, -45^\circ, 0^\circ]_s$	0	8,7	31,4	32,4	61,9	76,8	4
$[-45^\circ, 0^\circ, 45^\circ, 90^\circ, 45^\circ, 0^\circ, -45^\circ]$ $[-45^\circ, 0^\circ, 45^\circ, 90^\circ, 45^\circ, 0^\circ, -45^\circ]_s$	0	10,6	32,9	36,8	65,4	82,1	5
$[45^\circ, -45^\circ, 45^\circ, -45^\circ, 45^\circ, -45^\circ, 45^\circ]$ $[45^\circ, -45^\circ, 45^\circ, -45^\circ, 45^\circ, -45^\circ, 45^\circ]_s$	0	12,2	33	40,9	57,8	82,7	6
$[90^\circ, -90^\circ, 90^\circ, -90^\circ, 90^\circ, -90^\circ, 90^\circ]$ $[90^\circ, -90^\circ, 90^\circ, -90^\circ, 90^\circ, -90^\circ, 90^\circ]_s$	0	6,2	27,4	51,2	55,1	69,9	7
$[45^\circ, 90^\circ, 45^\circ, 90^\circ, 45^\circ, 90^\circ, 45^\circ]$ $[45^\circ, 90^\circ, 45^\circ, 90^\circ, 45^\circ, 90^\circ, 45^\circ]_s$	0	9,9	33,4	42,7	55,2	82,1	8
$[90^\circ, -90^\circ, 0^\circ, 90^\circ, 0^\circ, -90^\circ, 90^\circ]$ $[90^\circ, -90^\circ, 0^\circ, 90^\circ, 0^\circ, -90^\circ, 90^\circ]_s$	0	6,3	39,7	52,7	62,3	93	9
$[90^\circ, -90^\circ, 45^\circ, 90^\circ, 45^\circ, -90^\circ, 90^\circ]$ $[90^\circ, -90^\circ, 45^\circ, 90^\circ, 45^\circ, -90^\circ, 90^\circ]_s$	0	8,2	33	53,2	58,5	83	10
$[0^\circ, -90^\circ, 45^\circ, 90^\circ, 45^\circ, -90^\circ, 0^\circ]$ $[0^\circ, -90^\circ, 45^\circ, 90^\circ, 45^\circ, -90^\circ, 0^\circ]_s$	0	8,1	36,3	39,1	59,2	81,5	11

Çizelge 5.3. (devam) Çeşitli fiber doğrultularındaki doğal frekans değerleri

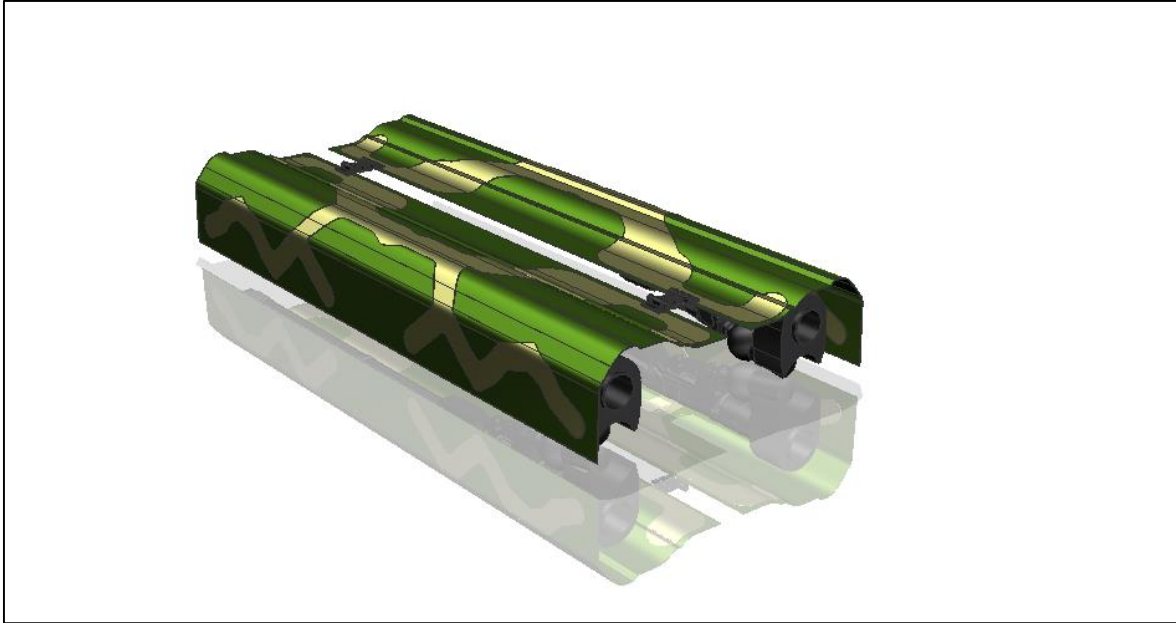
$[90^\circ, -90^\circ, 0^\circ, 0^\circ, 0^\circ, -90^\circ, 90^\circ]$ $[90^\circ, -90^\circ, 0^\circ, 0^\circ, 0^\circ, -90^\circ, 90^\circ]_s$	0	6,3	42,1	52,6	65,3	93,2	12
$[0^\circ, 45^\circ, 90^\circ, 0^\circ, 0^\circ, -90^\circ, 90^\circ]$ $[0^\circ, 45^\circ, 90^\circ, 0^\circ, 0^\circ, -90^\circ, 90^\circ]_s$	0	7,7	37,8	40,9	61,4	82,2	13
$[90^\circ, -90^\circ, 45^\circ, 90^\circ, 0^\circ, -90^\circ, 90^\circ]$ $[90^\circ, -90^\circ, 45^\circ, 90^\circ, 0^\circ, -90^\circ, 90^\circ]_s$	0	7,5	38,2	53,7	61,5	94,3	14
$[90^\circ, -90^\circ, 90^\circ, 0^\circ, 90^\circ, -90^\circ, 90^\circ]$ $[90^\circ, -90^\circ, 90^\circ, 0^\circ, 90^\circ, -90^\circ, 90^\circ]_s$	0	6,3	35,5	53,6	59,8	92,6	15
$[45^\circ, -45^\circ, 0^\circ, 0^\circ, 0^\circ, -45^\circ, 45^\circ]$ $[45^\circ, -45^\circ, 0^\circ, 0^\circ, 0^\circ, -45^\circ, 45^\circ]_s$	0	11,4	33,4	38,9	69,6	84,7	16
$[45^\circ, -45^\circ, 45^\circ, 0^\circ, 45^\circ, -45^\circ, 45^\circ]$ $[45^\circ, -45^\circ, 45^\circ, 0^\circ, 45^\circ, -45^\circ, 45^\circ]_s$	0	11,8	33,7	40,1	63,2	83,3	17
$[45^\circ, -45^\circ, 0^\circ, 45^\circ, 0^\circ, -45^\circ, 45^\circ]$ $[45^\circ, -45^\circ, 0^\circ, 45^\circ, 0^\circ, -45^\circ, 45^\circ]_s$	0	11,5	33,6	39,3	66,9	84,2	18
$[45^\circ, -45^\circ, 0^\circ, 90^\circ, 0^\circ, -45^\circ, 45^\circ]$ $[45^\circ, -45^\circ, 0^\circ, 90^\circ, 0^\circ, -45^\circ, 45^\circ]_s$	0	11,4	34,9	40,1	67,4	86,4	19
$[90^\circ, 0^\circ, 90^\circ, 0^\circ, 90^\circ, 0^\circ, 90^\circ]$ $[90^\circ, 0^\circ, 90^\circ, 0^\circ, 90^\circ, 0^\circ, 90^\circ]_s$	0	6,3	40,9	48,1	62,5	88,8	20

Analiz sonuçları incelendiğinde yapının en iyi mod 2 (1. burulma) doğal frekans değerinin $[45^\circ, -45^\circ, 45^\circ, -45^\circ, 45^\circ, -45^\circ, 45^\circ]$ derecelik serim açılarına sahip tabaka dizilimi (6 numaralı malzeme tasarımı) ile (açı kat ve simetrik dizilim) elde edildiği görülmektedir. Buna ek olarak; üst ve alt tabakaları $45^\circ, -45^\circ$, merkezde 0° derecelik açılar ile yapılan serimler için de iyi sonuçlar elde edilmiştir. En düşük mod 2 (1. Burulma) değerleri ise 0 ve 90 derecelik serim açılarına sahip tabaka dizilimleri (7, 9, 12, 15, 20 numaralı malzeme tasarımları) ile elde edilmiştir. Sonuçlar değerlendirildiğinde; bu ve benzeri yapıların 1. Burulma davranışının iyileştirilmesinin, ilk katmanın $45^\circ, -45^\circ$ açı kat ve simetrik dizilimi tercih edilerek tasarlanması ile mümkün olabileceğini göstermektedir.

Yapının en iyi mod 3 (2. eğilme) doğal frekans değeri $[90^\circ, -90^\circ, 0^\circ, 0^\circ, 0^\circ, -90^\circ, 90^\circ]$ derecelik serim açılarına sahip tabaka dizilimi (12 numaralı malzeme tasarımı) ile (denge) elde edilmiştir. Ayrıca $[90^\circ, 0^\circ, 90^\circ, 0^\circ, 90^\circ, 0^\circ, 90^\circ]$ derecelik serim açılarına sahip tabaka

dizilimi (20 numaralı malzeme tasarımı) ile (çapraz kat) de yüksek bir mod 3 doğal frekans değeri elde edilmiştir. En düşük mod 3 (2. eğilme) değerleri ise 45 ve 90 derecelik serim açlarına sahip tabaka dizilimleri (2, 3, 4, 6, 7 numaralı malzeme tasarımları) ile elde edilmiştir. Sonuçlar değerlendirildiğinde; bu ve benzeri yapıların 2. Eğilme davranışının iyileştirilmesinin, 90° ve 0°'lik denge dizilimleri ya da 90° ve 0°'lik çapraz kat serimler tercih edilerek tasarlanması ile mümkün olabileceğini göstermektedir.

Tüm çalışmalar sonucunda ortaya çıkan yapısal optimizasyon tabanlı uzun ve esnek kapak tasarımı Resim 5.14'de gösterilmektedir.



Resim 5.14. Nihai kapak tasarımı

6. SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu çalışmada, uzun ve esnek bir kompozit kapak tasarımı için, GENESIS ve ANSYS yazılımları kullanarak, belirlenen tasarım değişkenlerinin (kaburga geometrisi ve fiber oryantasyon açısı) ürünün ağırlığına, dinamik karakteristiğine ve direngenliğine etkileri ortaya konulmuştur.

Yapılan çalışmada aşağıdaki sonuçlara ulaşılmıştır;

- Analiz sonuçlarına göre alternatif (geleneksel) kaburga geometrisi 1'in mod 2 frekansı 6,4135 Hz, alternatif (geleneksel) kaburga geometrisi 2'nin mod 2 frekansı ise 6,2523 Hz olarak bulunmuştur. Optimum tasarım geometrisi en yüksek alternatif (geleneksel) kaburga geometrisinden %9,4 daha yüksek mod 2 frekansına sahip olduğu tespit edilmiştir.
- Optimizasyon sonrası kaburga eklentisi ile kompozit kapağın ağırlığı %33,3 artmış buna bağlı olarak doğal frekansı başlangıç tasarımına göre %62,2 artmıştır.
- Alternatif (Geleneksel) kaburga geometrisi 1 kullanılan kapak tasarımında, parçanın atalet momenti $486034.17 \text{ kg.mm}^2$, alternatif kaburga geometrisi 2 kullanılan kapak tasarımında $492495.14 \text{ kg.mm}^2$ ve optimum tasarım geometrisine sahip kapak tasarımında $469608.67 \text{ kg.mm}^2$ 'dir. En düşük atalet momenti değeri optimum tasarım geometrisine sahip kapak tasarımında elde edilmiştir.
- Yapılan çalışmalar; bu ve benzeri yapıların 1. burulma davranışının iyileştirilmesinin, ilk katmanın 45° , -45° açı kat ve simetrik dizilimi tercih edilerek tasarlanması ile mümkün olabileceğini göstermektedir.
- Yapılan çalışmalar; bu ve benzeri yapıların 2. eğilme davranışının iyileştirilmesinin, 90° ve 0° 'lik denge dizilimleri ya da 90° ve 0° 'lik çapraz kat serimler tercih edilerek tasarlanması ile mümkün olabileceğini göstermektedir.

Bu alanda çalışacak araştırmacılara öneriler;

- Kapağın kullanılacağı araca montajını sağlayan menteşe için kapak üzerinde açılacak her delik önceden tasarlanmadığı takdirde lifler ve kaburga üzerinde hasara yol açacaktır.

Bu ve benzeri kapaklar kullanılacakları yere göre tasarlanmalı, fiber lifler ve kaburgalar menteşe montaj delikleri gözetilerek serim tasarımları yapılmalıdır.

- Bu alanda yapılacak çalışmalarda kapakta kullanılacak farklı menteşe modellerinin ürün performansına etkileri değerlendirilebilir.

KAYNAKLAR

1. İnternet: Er, Ö., Er, H. A., Manzakoğlu, B. T. (2010). *Tasarım yönetimi: tanım, kapsam ve uygulama*. Web: https://www.academia.edu/8938570/Tasarım_Yönetimi_Tanım_Kapsam_Uygulama., Son Erişim Tarihi: 27.03.2020.
2. Lorenz, C. (1986). *The design dimension: the new competitive weapon for business*. Oxford: Basil Blackwell.
3. Işık, E. (2009). *Topoloji optimizasyonu çatallı flanş uygulaması*, Yüksek Lisans Tezi, Dokuz Eylül Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İzmir.
4. Arora, J.S. (2004). *Introduction to optimum design* (Second edition). London: Elsevier Academic Pres.
5. Rao, S.S. (1984). *Optimization: theory and applications* (Second edition). New York: Halsted Press.
6. Lee, S., Lee, D., Lee, J., Han, C., Hedrick, K. (2007). Integrated process for structural -topological configuration design of weight- reduced vehicle components. *Finite Elements in Analysis and Design*, 43(8), 620-629.
7. Leiva, J. P., Watson, B. C., and Kosaka, I. (1999). *Modern structural optimization concepts applied to topology optimization*. Proceedings of the 40th AIAA/ASME/ASCE/AHS/ASC Structures, Structural Dynamics, and Material Conference, April 12-15, 1589-1596.
8. Bendsoe, M. P., Sigmund, O. (2004). *Topology Optimization* (Second edition). Berlin Heidelberg: Springer-Verlag.
9. Leiva, J. P. (2004). *Topometry optimization: a new capability to perform element by element sizing optimization of structures*. Presented at the 10th AIAA/ISSMO Symposium on Multidisciplinary Analysis and Optimization, August 30-September 1, 4595.
10. Leiva, J. P., and Watson, B. C. (1998). *Automatic generation of basis vectors for shape optimization in the genesis program*. 7th AIAA/USAF/NASA/ ISSMO Symposium on Multidisciplinary Analysis and Optimization, Sep 2-4, 1115-1122.
11. Mozumder, C., Renaud, J. E., Tovar, A. (2012). Topometry optimisation for crashworthiness design using hybrid cellular automata. *Internatinal Journal of Vehicle Design*, 60, 100-120.
12. Levia, P. J. (2011). *Structural optimization methods and techniques to design efficient car bodies*. International Automotive Body Congress (IABC), November 9-10, USA.
13. Leiva, J. P. (2003). *Methods for generation perturbation vectors for topography optimization of structures*. 5th World Congress of Structural and Multidisciplinary Analysis and Optimization, May 19-23, Italy.

14. Dutta, A. (2016). Topography optimization of the inner panel of an automobile door. *International Research Journal of Engineering and Technology (IRJET)*, 3(10), 255-260.
15. Darge, S., Shilwant, S. C., Patil, S. R. (2014). Finite element analysis and topography optimization of lower arm of double wishbone suspension using abacus and optistruct. *Int. Journal of Engineering Research and Applications*, 4(7), 112-117.
16. Altair University Academic Program. (2018). *Practical aspects of structural optimization with altair optistruct* (third edition). Altair University.
17. İnternet: Kıral, Z. (2009). *Mekanik titreşimler ders notları*. Web: http://kisi.deu.edu.tr/zeki.kiral/mek_tit_sunumlar/Mekanik_Titresimler_Ders_Notlari_Zeki_Kiral.pdf, Son Erişim Tarihi: 27.03.2020.
18. Şahin, Y. (2000). *Kompozit malzemere giriş* (Birinci basım). Ankara: Gazi Kitabevi.
19. İnternet: Ataş, C. (2013). *Kompozit malzemelere giriş*. Web: http://kisi.deu.edu.tr/cesim.atas/kompozit/1_Giris.pdf, Son Erişim Tarihi: 27.03.2020.
20. İnternet: Ataş, C. (2013). *Takviye ve matris malzemeleri*. Web: http://kisi.deu.edu.tr/cesim.atas/kompozit/2_%20Takviye%20ve%20Matris%20Malzemeleri.pdf, Son Erişim Tarihi: 27.03.2020.
21. Aydın, F. (2018). *Tek yönlü hibrit CTP/AL tabakalı kompozitlerin farklı r-oranları için yorulma ömrünün belirlenmesi*, Yüksek Lisans Tezi, Batman Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Batman.
22. Ömercikoğlu, A. (2009). *Metal katmanlar içeren hibrit katmanlı kompozit plakların anlık basınç yükü altındaki dinamik cevabının incelenmesi*, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
23. İnternet: Ataş, C. (2013). *Kompozit üretim yöntemleri*. Web: http://kisi.deu.edu.tr/cesim.atas/kompozit/4_%20Uretim%20Yontemleri.pdf, Son Erişim Tarihi: 27.03.2020.
24. Mazumdar, S. K. (2001). *Composites manufacturing: materials, product, and process engineering* (First edition). USA: CRC Press.
25. Brigante, D. (2014). *New composite materials* (First edition). Italy: Springer.
26. Gay, D. (2014). *Composite materials: design and applications*. USA: CRC Press.
27. İnternet: Poliya. (2017). *El yatırması uygulaması*. Web: <https://www.poliya.com/tr/el-yatirmasi-ve-elyaf-puskurtme>, Son Erişim Tarihi: 27.03.2020.
28. Kaw, A. K. (2005). *Mechanics of composite materials* (Second edition). USA: CRC Press.

29. Dutta, A. (2016). Topography optimization of the inner panel of an automobile door. *International Research Journal of Engineering and Technology (IRJET)*, 3(10), 255-260.
30. Balkan, A. (2018). *Ticari Araç Sürücü Koltuğunda Yapısal Optimizasyon İle Hafiflik*, Yüksek Lisans Tezi, Bursa Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Bursa.
31. Arslan, M. (2018). *Yeni nesil yapısal optimizasyon teknikleri ile yüksek performanslı yolcu koltuğu komponentlerinin geliştirilmesi*, Yüksek Lisans Tezi, Bursa Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Bursa.
32. Costi, D., Torricelli, E., Splendi, L., Pettazzoni, M. (2011). *Optimization methodology for an automotive hood substructure (inner panel)*. Proceedings of the World Congress on Engineering, London, U.K.
33. Erney T., Schneider, D. (2010). *Combination of topology and topography optimization for sheet metal structures*. OptiCON 2000 Conference Proceedings.
34. Menon, S., Kargutkar, N. M., Abdulkharim, H. (2009). *Optimization of automobile seat component using optistruct and hyperform*. Hyperworks Technology Conference, Pune, India.
35. Polavarapu, S., Thompson, L. L., Grujicic, M. (2009). *Topology and free size optimization with manufacturing constraints for lightweight die cast automotive backrest frame*. ASME 2009 International Mechanical Engineering Congress and Exposition Volume 13: New Developments in Simulation Methods and Software for Engineering Applications; Safety Engineering, Risk Analysis and Reliability Methods; Transportation.
36. Öztürk, F., Şendeniz, G. (2014). *Yolcu koltuklarında topoloji tasarım yaklaşımları ile optimizasyon*. OTEKON 7. Otomotiv Teknolojileri Kongresi, Bursa.
37. İnternet: Gleich, K., Vaidya, U. (2006). *Development of a long fiber reinforced composite seat structure for mass transit applications*. Web: http://www.temp.speautomotive.com/SPEA_CD/SPEA2002/pdf/e02.pdf., Son Erişim Tarihi: 27.03.2020.
38. Polavarapu, S. (2008). *Topology and free size optimization with multiple loading conditions for lightweight design of die cast automotive backrest frame*. M. Sc. Thesis, Clemson University Department of Mechanical Engineering, Clemson, USA.
39. Yıldız, A., Kaya, N., Öztürk, F. (2001). *Kalıp üretim metodu modernizasyonu için kalıp tasarım optimizasyonu*, Yüksek Lisans Tezi, Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Bursa.
40. İnternet: Poliya. (2017). *El yatırması uygulaması*. Web: <https://www.poliya.com/tr/el-yatirmasi-ve-elyaf-puskurtme>., Son Erişim Tarihi: 27.03.2020.
41. Toğan, V., Daloğlu, A. (2006). Reliability and reliability-based design optimization. *Turkish Journal of Engineering and Environmental Sciences*, 30(4), 237-249.
42. Çevik, M. (2007). *Basit mesnetli simetrik çapraz ve açılı tabakalı kompozit kirişlerin etkileşimli serbest titreşimleri*. 15. Ulusal Mekanik Kongresi, 03-07 Eylül, Isparta.

43. Özben, T., Kiliç, H. (2015). Belirli sıcaklık ve sürelerde kürlenmiş hibrid tabakalı kompozit plakalarının titreşim davranışlarının incelenmesi. *Dicle üniversitesi mühendislik fakültesi mühendislik dergisi*, 6(1), 61–72.
44. Şakar, G., Yaman, M., Bolat, F. Ç. (2010). *Bal peteği sandviç kompozit yapıların dinamik analizi*. 2. Ulusal Tasarım İmalat ve Analiz Kongresi, 11-12 Kasım, Balıkesir, 531–540.
45. Atlıhan, G. (2010). *Süreksizlik bölgesine sahip tabakalı kompozit kirişlerin titreşim analizi*, Doktora Tezi, Pamukkale Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Pamukkale.
46. Gibson, R. F. (2000). Modal vibration response measurements for characterization of composite materials and structures. *Composites Science And Technology*, 60, 2769–2780.
47. Yesilyurt, I., Gursöy, H. (2015). Estimation of elastic and modal parameters in composites using vibration analysis. *Journal of Vibration and Control*, 21(3), 509-524.
48. Soni, P. J. and Iyengar, N. G. R. (1983). Optimal design of clamped laminated composite plates. *Fibre Science and Technology*, 19 (4), 281-296.
49. Yağcı, E. (2007). *Tabakalı kompozit ince plakaların plak düzlemine dik yükleme etkisi altındaki eğilme analizi*, Yüksek Lisans Tezi, Çukurova Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Adana.
50. Ateş, N. (2011). *Çapraz tabakalı kompozit kalın plakaların statik analizi*, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
51. Pal, M. C. (1970). Large amplitude free vibration of rectangular plates subjected to aerodynamic heating. *Journal of Engineering Mathematics*, 4 (1), 39-49.
52. Lee, H. J. and Saravanan, D. A. (1997). The effect of temperature dependent material nonlinearities on the response of piezoelectric composite plates. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, 9, 503-508.
53. Kumar, J., S., Raju, T., D., Reddy, K., V., K. (2011). Vibration analysis of composite laminated plates using higher-order shear deformation theory with zig-zag function. *Indian Journal of Science and Technology*, 4 (8), 960-966.
54. Khorshid, K. and Farhadi, S. (2013). Free vibration analysis of a laminated composite rectangular plate in contact with a bounded fluid. *Composite Structures*, 104, 176-186.
55. Choudhury, A., Mondal, S., C., Sarkar, S., (2017). Effect of lamination angle and thickness on analysis of composite plate under thermo mechanical loading. *Journal of Mechanical Engineering*, 67 (1), 5-22.
56. Dutucu, M. (2007). *Dairesel delaminasyon bölgesine sahip tabakalı kompozit plakalarda delaminasyon sayısının kritik burkulma yükü etkisi üzerine etkisinin sonlu elemanlar yöntemi ile incelenmesi*, Yüksek Lisans Tezi, Dokuz Eylül Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İzmir.

57. Vatangül, E. (2008). *Kompozit malzemelerin mekanik özelliklerinin belirlenmesi ve ansys 10 programı ile ısı gerilme analizi*, Bitirme Projesi, Dokuz Eylül Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü, İzmir.
58. Eryiğit, E. (2006). *Tabakalı kompozit çubuklarda yanal yük etkisi ile oluşan burkulma davranışlarının incelenmesi*, Yüksek Lisans Tezi, Dokuz Eylül Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İzmir.
59. Baba, A. B. (2013). *Delaminasyonlu tabakalı kompozit plakaların burkulma analizi*, Yüksek Lisans Tezi, Dokuz Eylül Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İzmir.
60. Gür, M., Kaman, M. O., Turan, K. (2010). Pim bağlantılı tabakalı kompozit levhalarda fiber takviye açısının hasar tipine etkisi. *Pamukkale Üniversitesi Mühendislik Bilimleri Dergisi*, 213-220.
61. Peeters, D. & Abdalla, M. (2016). Optimization of ply drop locations in variable-stiffness composites. *AIAA Journal*, 54(5), 1-9.
62. İnternet: Werthen, E. & Dähne, S. (2016). *Design rules consideration within optimization of composite structures using lamination parameters*. Web: https://elib.dlr.de/107894/1/_Bsfait00_fa_Archive_IB_2016_IB_2016_173_MA%20Werthen.pdf, Son Erişim Tarihi: 27.03.2020.
63. Bruyneel, M. (2008). *Optimization of laminated composite structures: problems, solution procedures and applications*. Composite Materials Research Progress, 51-107.

ÖZGEÇMİŞ

Kişisel Bilgiler

Soyadı, adı : KATMER, Mehmet Can
 Uyuğu : T.C.
 Doğum tarihi ve yeri : 13.01.1993, Bursa
 Medeni hali : Bekar
 Telefon : 0 (544) 229 43 82
 e-mail : mehmetcankatmer@gmail.com



Eğitim

Derece	Eğitim Birimi	Mezuniyet Tarihi
Yüksek lisans	Gazi Üniversitesi / Endüstriyel Tasarım Mühendisliği	Devam ediyor
Lisans	Gazi Üniversitesi / İmalat Mühendisliği	2017

İş Deneyimi

Yıl	Yer	Görev
2019-Halen	HİDROMEK A.Ş.	Tasarım Mühendisi
2017-2019	Ekinoks-AG Savunma A.Ş.	Tasarım ve Üretim Mühendisi
2016-2016	ASELSAN	Stajyer İmalat Mühendis

Yabancı Dil

İngilizce

Yayınlar

1. Katmer, M.C. ve Akkurt A. (2019). *Uzun ve esnek kompozit kapakların yapısal optimizasyon tabanlı endüstriyel tasarımı*. In: International Agean Symposium On Innovative Interdisciplinary Scientific Researches, İzmir.
2. Katmer, M.C. ve Akkurt A. (2019). *Uzun ve esnek kapakların tasarımında malzeme seçimi*. In: International Agean Symposium On Innovative Interdisciplinary Scientific Researches, İzmir.

Hobiler

Tiyatro, Latin Dansları, Müzik.



GAZİ GELECEKTİR..